

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

CONCEPTION D'UN HABILLAGE
PHONIQUE AMÉLIORÉ POUR LE
COMPARTIMENT MOTEUR D'UNE
MOTONEIGE

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Ayoub AMOUC

Jury : Nouredine ATALLA (directeur)
Alain DESROCHERS
Rémy ODDO

Je dédie ce mémoire à ma famille, qui malgré la distance, m'a encouragée et m'a soutenue tout au long de mon parcours. Vous êtes et vous serez ma plus grande fierté à perpétuité.

RÉSUMÉ

Le secteur de l'industrie des véhicules récréatifs est un secteur hautement concurrentiel. Il suit principalement les tendances et les perceptions des consommateurs. Depuis ces dernières années, l'industrie des véhicules récréatifs, en particulier celle de la motoneige, fait face à des demandes de plus en plus pressantes concernant le niveau de bruit de ces véhicules. Dans ce contexte, la compagnie Bombardier Recreational Products BRP souhaiterait réduire le bruit de ses motoneiges afin de respecter les normes et les réglementations en vigueur (bruit de passage) et assurer une meilleure qualité sonore des véhicules.

Les traitements acoustiques utilisés dans l'habillage phonique des motoneiges font appel à des matériaux acoustiques absorbants et isolants. Ces traitements visent principalement à atténuer le bruit rayonné par le moteur, le système d'entrée d'air et le système d'échappement. C'est dans ce cadre que ce projet s'inscrit en visant à développer et à valider expérimentalement des solutions afin d'améliorer l'efficacité des traitements insonorisants ou absorbants d'un prototype de motoneige en respectant le cahier de charges fonctionnel du véhicule.

Ce projet de recherche est défini en quatre étapes. Dans un premier lieu, il est demandé de développer une base de données des matériaux acoustiques et de prévoir leurs performances en termes de perte par insertion. Dans un second lieu, plusieurs concepts de traitements acoustiques seront développés et comparés à l'aide du code NOVA qui se base sur la méthode des matrices de transfert (TMM). D'autre part, il est demandé également de simuler de nouveaux concepts optimisés.

La troisième étape vise à valider les traitements acoustiques conçus dans le tube d'impédance, et de fabriquer des prototypes à grande échelle afin de réaliser des tests au laboratoire dans la chambre anéchoïque du GAUS. Ceci dans le but de démontrer les gains réalisés et d'effectuer un choix final des concepts optimaux.

L'étape finale de ce projet de recherche consiste à analyser l'emplacement des traitements dans le compartiment moteur de la motoneige et proposer un modèle en se basant sur la méthodologie de l'analyse statistique par l'énergie (SEA). Ce modèle permettra d'investiguer l'effet des fuites dans le compartiment moteur de la motoneige.

Ce projet de recherche vise à développer des traitements acoustiques du compartiment moteur d'une motoneige appliqués sur les sous-systèmes suivants : panneaux latéraux gauche et droite, panneau supérieur et le garde poulie.

Mots-clés : Motoneige, traitement acoustique, habillage phonique, compartiment moteur, sous-système, matériaux absorbants/isolants, bruit.

REMERCIEMENTS

Au terme de cette recherche réalisée au sein du Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke GAUS, je tiens tout d'abord à remercier sincèrement mon directeur de recherche Nouredine ATALLA pour son soutien durant mon programme de maîtrise. Je le remercie infiniment pour ses conseils judicieux et son encadrement structuré qu'il m'a accordé afin d'aboutir à mes résultats de recherche.

Je remercie également Alain DESROCHERS et Rémy ODDO d'avoir accepté de faire partie de mon jury pour l'évaluation de mon travail de recherche.

Mes plus sincères remerciements vont aussi aux professionnels de recherche Rémy ODDO, Maxime BOLDUC et Olivier ROBIN pour leurs soutiens et leurs accompagnements durant la réalisation des tests sur la motoneige. Mes remerciements s'adressent à tous le personnel du Centre de Technologies Avancées CTA, en particulier les membres de l'équipe projet dSkiBel incluant les ingénieurs de la compagnie BRP.

Je remercie tous les membres du groupe GAUS pour leur accueil chaleureux, et j'adresse un merci spécial à tous ceux qui m'ont fait bénéficier de leur expertise et ceux qui de près ou de loin ont permis la réalisation de ce travail.

Ce travail de recherche à été financé par le Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie du Canada CRSNG.

Enfin, je remercie ma famille pour leur soutien et encouragement durant mon cursus scolaire.

TABLE DES MATIÈRES

1	INTRODUCTION : PROJET dSkiBel	1
1.1	Contexte du projet et véhicule récréatif	1
1.1.1	Projet dSkiBel	2
1.2	Problématique	5
1.2.1	Aspect scientifique	5
1.2.2	Aspect technologique	6
1.2.3	Techniques d'intervention pour réduire le bruit de la motoneige	7
1.3	Objectifs et livrables du projet de recherche	8
1.3.1	Objectif général	8
1.3.2	Objectifs spécifiques	8
1.3.3	Livrables du projet	9
1.4	Structure du document	9
2	ÉTAT DE L'ART	11
2.1	Généralités	11
2.1.1	Motoneige	11
2.1.2	Moteur à deux temps	12
2.2	Contrôle du bruit	13
2.2.1	Motivation et principe	13
2.2.2	Galvanomètre acoustique et technologie d'allègement	14
2.2.3	Indicateurs vibroacoustiques	16
2.3	Matériaux acoustiques	16
2.3.1	Typologies	17
2.3.2	Méthodes de mesure	21
2.3.3	Principaux modèles des matériaux acoustiques	27
2.4	Traitements acoustiques en automobile	32
2.4.1	Caractérisation des sources de bruit	32
2.4.2	Endroits de placement : Absorption - Isolation	33
2.4.3	Performances des traitements acoustiques	34
2.4.4	Exemples de concepts allégés	36
2.4.5	Concepts développés pour la protection contre la chaleur : compartiment moteur	37
3	BASE DE DONNÉES DES MATÉRIAUX ACOUSTIQUES	41
3.1	Généralités	41
3.1.1	Finalités de la base de données	42
3.1.2	Paramètres influant sur la mesure en tube d'impédance	42
3.2	Méthodes de caractérisation	42
3.2.1	Méthode directe	43
3.2.2	Méthode inverse	47
3.2.3	Méthode indirecte	48

3.3	Typologie des matériaux caractérisés et conditions de mesure	49
3.4	Résultats de la caractérisation	51
4	CONCEPTION DES TRAITEMENTS ACOUSTIQUES	57
4.1	Méthode des matrices de transfert TMM	57
4.2	Méthode des matrices de transfert finie FTMM	62
4.2.1	Correction du coefficient d'absorption	62
4.2.2	Correction en cas de perte par transmission	63
4.3	Traitements actuels dans le compartiment moteur de la motoneige : Modèle SPARK	63
4.4	Conception des traitements acoustiques sur NOVA	65
4.4.1	Prédiction de la fréquence de résonance des concepts	65
4.4.2	Paramètres influant sur les performances acoustiques	66
4.4.2.1	Influence de l'écran résistif et des conditions d'interface (lame d'air)	66
4.4.2.2	Concept hybride	71
4.5	Développement de la cartographie des traitements acoustiques	73
4.5.1	Concepts pour la partie froide	73
4.5.2	Concepts pour la partie chaude	78
4.5.3	Concepts du panneau supérieur : Concept PAD	86
5	VALIDATION DES CONCEPTS DÉVELOPPÉS DANS LE TUBE D'IMPÉDANCE	89
5.1	Concept de la partie chaude	89
5.1.1	Généralités	89
5.1.2	Approche de la méthode expérimentale	89
5.1.3	Montage des mesures expérimentales	91
5.1.4	Validation des concepts de la partie droite	92
5.1.4.1	Matériau absorbant : mousse de Polyuréthane PU 180	93
5.1.4.2	Matériau absorbant : fibre de verre Swift-co 800 gsm	96
6	TESTS DES CONCEPTS DÉVELOPPÉS DANS LA CHAMBRE ANÉCHOÏQUE DU GAUS	101
6.1	Objectif des tests	101
6.2	Lieu des tests	101
6.3	Méthodologie	102
6.4	Montage expérimental	103
6.4.1	Généralités sur les tests	103
6.4.2	Définition des sources acoustiques	103
6.4.3	Définition des points de mesure	105
6.4.4	Configurations des traitements acoustiques testés	107
6.5	Déroulement des tests	111
6.6	Consignes et indicateurs vibroacoustiques	113
6.7	Résultats et discussion	115
6.7.1	Partie droite de la motoneige	115

6.7.1.1	Panneau latéral droit / coque inférieure	115
6.7.1.2	Silencieux et tube	119
6.7.2	Partie gauche de la motoneige	122
6.7.2.1	Panneau latéral gauche / coque inférieure	122
6.7.2.2	Garde poulie	124
6.7.2.3	Air box primaire	126
6.7.3	Partie supérieure de la motoneige	127
6.7.4	"Best of"	129
6.8	Solutions finales de l'habillage phonique	131
7	ANALYSE DE L'EMPLACEMENT DES TRAITEMENTS ET DES FUITES DANS LE COMPARTIMENT MOTEUR	133
7.1	Intégration des traitements dans le compartiment moteur : Emplacement et conditions d'interface	133
7.2	Analyse des fuites dans le compartiment moteur : Méthodologie SEA . . .	135
7.2.1	Limitations des méthodes déterministes	135
7.2.2	Méthode SEA	136
7.2.3	Hypothèses de la SEA	137
7.2.4	Formulation de la SEA	137
7.2.5	Modèle SEA de l'air Box primaire	139
7.2.6	Modèle SEA du compartiment moteur de la motoneige	142
7.2.6.1	Partie droite	142
7.2.6.2	Parties gauche et supérieure	145
8	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	149
	LISTE DES RÉFÉRENCES	151

LISTE DES FIGURES

1.1	Différents work packages du projet dSkiBel [7]	2
1.2	Principales sources du bruit dans une motoneige [7]	3
1.3	(a) Traitement acoustique type des parois latérales d'une motoneige (b) Test des performances acoustiques des parois en laboratoire	5
1.4	(a) Ouvertures d'aération : Entrée d'air, (b) Sortie d'air chaud - Marche pieds, (c) Grille d'aération du silencieux	6
1.5	Schéma sur la technique d'intervention afin de réduire le bruit dans le compartiment moteur [13]	7
2.1	La première motoneige Ski-Doo, mise en marché en 1959 [26]	11
2.2	Moteur à deux temps avec un pot de détente accordé [35]	12
2.3	Pot de détente et silencieux d'échappement [7]	12
2.4	Galvanomètre acoustique [22]	15
2.5	Transmission entre trois milieux physiques [39]	17
2.6	Différents types des matériaux absorbants	18
2.7	Perte par transmission d'une paroi de béton 15 cm d'épaisseur en incidence oblique 45° (Simulation NOVA Méthode TMM)	19
2.8	Perte par transmission d'une paroi de béton 15 cm d'épaisseur en champs diffus (Simulation NOVA Méthode TMM)	21
2.9	Composition d'un tube d'impédance [39]	22
2.10	Configuration de la mesure avec la méthode des 3 microphones et 2 cavités [50]	23
2.11	(a) Configuration de la mesure TL : entre deux chambres réverbérantes, (b) entre une chambre réverbérante et l'autre anéchoïque	26
2.12	Chemins de transfert du bruit à travers le tablier [22]	34
2.13	Concept allégé à 4 ou 3 couches [22]	36
2.14	Concept allégés : mousse-feutre hybride à 4 ou 3 couches [22]	37
2.15	Concept bi-perméable [22]	37
2.16	Différents types du film d'Aluminium [17]	37
2.17	(a) Échantillon du concept "Foil patch", (b) illustration du concept "Foil Patch" [17]	38
2.18	Le concept HRC maintient la performance en absorption en comparaison avec le film d'aluminium classique [17]	38
3.1	Exemple des échantillons découpés pour la caractérisation	43
3.2	États de mesures dans le cylindre (mesure de la porosité et de la masse volumique) [43]	44
3.3	Illustration des 2 longueurs parcourues par l'onde acoustique : L' à travers le matériau poreux et L dans l'air [36]	45
3.4	Illustration des longueurs caractéristiques visqueuse et thermique [36]	46
3.5	Montage de mesure sur "Quasi-static Mechanical Analyzer QMA" [30]	47

3.6	Étapes des deux méthodes inverse et directe [36]	47
3.7	Échantillons des mousses de polyuréthane et WoodBridge caractérisées au LCMA	49
3.8	Échantillons des matériaux recyclés caractérisés	49
3.9	3 zones de l'évolution du coefficient d'absorption en fonction des propriétés non acoustiques [36]	50
3.10	Fibres de verre et Baverlite caractérisées	50
3.11	Échantillons d'un écran de protection caractérisés : "Fiber Glass Cloth" de la compagnie DAR Industrial Products	50
3.12	Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA	51
3.13	Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA	52
3.14	Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA : Fibre Baverlite	52
3.15	Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA (échantillon de matériaux recyclés Shoddy SS 132 et SS 100)	53
3.16	Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec la prédiction du modèle JCA : Fibre de verre Swift-co 800 gsm, Pure Foam Swift-co	53
3.17	Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec la prédiction du modèle JCA : "Fiber Glass Cloth"	54
4.1	Schéma représentatif d'une couche élastique excitée avec une onde plane [3]	58
4.2	Panneau latéral gauche (a), Panneau latéral droit (b)	64
4.3	Schéma des configurations avec les différentes conditions d'interface	67
4.4	Simulation du coefficient d'absorption des 4 configurations : (a) incidence normale 100-4000 Hz et (b) champs diffus 100-4000 Hz, (c) zoom en basses fréquences 100-1000 Hz (incidence normale), (d) zoom en basses fréquences 100-1000 Hz (champs diffus)	69
4.5	Coefficient d'absorption des configurations avec et sans écran résistif (tableau 4.3) pour les deux cas : incidence normale et champs diffus	70
4.6	Configurations simulées pour illustrer l'effet de l'écran résistif en aval d'un absorbant	70
4.7	Coefficient d'absorption et perte par insertion des deux configurations simulées	71
4.8	Configurations simulées pour illustrer l'effet du concept hybride	71
4.9	Performances des deux configurations simulées et illustration de l'effet du concept hybride	73
4.10	Perte par transmission d'un panneau latéral du compartiment moteur (modèle MXZ)	74
4.11	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept monocouche SWL	75
4.12	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept double couche	77
4.13	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept triple couche TWL	79
4.14	Configurations simulées pour illustrer l'effet de la feuille d'aluminium	80

4.15	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept double couche DWL de la partie chaude de la motoneige	81
4.16	Configurations simulées pour illustrer l'effet de la feuille d'aluminium perforée	82
4.17	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept double couche DWL de la partie chaude de la motoneige avec application de l'aluminium perforé	83
4.18	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept hybride TWL de la partie chaude de la motoneige avec application de l'aluminium perforé	84
4.19	Influence du rayon de perforation sur le coefficient d'absorption alpha ($\phi = 0.23$)	85
4.20	Influence du taux de perforation sur le coefficient d'absorption alpha ($r = 0.01 \text{ mm}$)	86
4.21	Air box secondaire (a), panneau supérieur (b) et pot de détente (c) (modèle P1 ICE)	87
4.22	Matériaux constituant le matériau hétérogène Patch 1	88
4.23	Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept avec le patch pour le panneau supérieur (Méthode FTMM avec une excitation en onde plane)	88
5.1	Schéma de la structure double paroi [19]	90
5.2	Dispositifs des mesures en tube d'impédance : mesure de r_2 (a), mesure de r_1 (b) et mesure de STL_m (c) [19]	91
5.3	Configuration de la partie droite de la motoneige - structure 1	93
5.4	Coefficient de réflexion r_1 , complexe (gauche), module $ r_1 $ (droite)	93
5.5	Coefficient de réflexion r_2 , complexe (gauche), module $ r_2 $ (droite).	94
5.6	Coefficient d'absorption (gauche), transparence STL_m (droite).	94
5.7	Loi de masse appliquée sur la feuille en aluminium et au panneau de plastique MXZ, l'indice d'affaiblissement (gauche), coefficient de réflexion (droite).	94
5.8	Indice d'affaiblissement total de la structure 1	95
5.9	Indice d'affaiblissement total de la structure 1 : comparaison du résultat NOVA (théorique) et méthode O.Doutres / N.Atalla (expérimental)	96
5.10	Configuration de la partie droite de la motoneige - structure 2	96
5.11	Coefficient de réflexion r_1 , complexe (gauche), module $ r_1 $ (droite)	97
5.12	Coefficient de réflexion r_2 , complexe (gauche), module $ r_1 $ (droite)	97
5.13	Coefficient d'absorption alpha.	97
5.14	Indice d'affaiblissement total de la structure 2.	98
5.15	STL total de la structure 2 : comparaison du résultat sur NOVA (théorique) et méthode Olivier Doutres / Nouredine Atalla (expérimental)	98
5.16	STL total de la structure : comparaison des résultats des deux absorbants	99
6.1	Schéma des entrées sorties des fonctions de transfert FRFs.	102
6.2	Haut-parleurs placés dans l'air box primaire (a), Y-Manifold (b)	104

6.3	Haut-parleur dans le compartiment moteur (a), source acoustique dans le silencieux (b)	104
6.4	Haut-parleur dans la transmission CVT	104
6.5	Mannequin monté sur le siège du véhicule avec les microphones cibles collés à la surface extérieure du casque	105
6.6	Microphone cible du haut "Cible Top"	105
6.7	Oreille gauche du mannequin acoustique (microphone à l'intérieur de l'oreille)	106
6.8	Montage final pour évaluer les performances de l'habillage phonique de la motoneige	106
6.9	Schéma final du montage expérimental et illustration des sources de références et des points cibles	106
6.10	Échantillons des matériaux testés	107
6.11	(a) Concept Swift-co du panneau supérieur : aluminum patch et (b) Surface homogène (l'écran couvre toute la surface du panneau)	107
6.12	Garde poulie de la motoneige en plastique	108
6.13	Panneau droite sans traitement "bare"	108
6.14	Capot gauche de la motoneige sans traitement	109
6.15	"Air box" primaire (a), "Air box" secondaire (b)	110
6.16	Silencieux de la motoneige sans coquille	111
6.17	Coque du tube (gauche), Coquille standard du silencieux (milieu), Coquille "K-Wrapps" (droite).	111
6.18	SPL mesuré près des sources (micros de référence) du silencieux et du système d'échappement (pot de détente)	116
6.19	SPL mesuré près de la source placée dans compartiment moteur	116
6.20	FRF entre le microphone de référence (silencieux) et les microphones cibles	116
6.21	FRF entre le microphone de référence dans le compartiment moteur et les microphones cibles (gauche / droite)	117
6.22	Marche pieds testé	118
6.23	Impact du marche pieds sur les traitements appliqués sur la surface du panneau latéral droit	118
6.24	Perte par insertion des configurations testées sur le panneau latéral droite	118
6.25	SPL mesuré près des sources du compartiment moteur et du silencieux	119
6.26	Impact de la coquille appliquée sur la surface extérieure du silencieux	119
6.27	Concept K-Wrapps appliqué sur la surface extérieure du silencieux et du tube	120
6.28	Comparaison entre les coquilles standards sur le silencieux / tube et le concept K- Wrapps	120
6.29	Perte par insertion des coquilles standards du silencieux / tube et du concept K-Wrapps	121
6.30	SPL mesuré près des sources de la transmission CVT et du système d'entrée d'air	122
6.31	SPL mesuré près de la source de bruit placée dans le compartiment moteur	122
6.32	Comparaison entre les différentes configurations et le capot latéral de gauche sans traitement (Source CVT)	123
6.33	Comparaison entre les différentes configurations et le capot latéral gauche sans traitement (Source dans le compartiment moteur)	123

6.34	Perte par insertion des différents traitements appliqués sur le capot latéral gauche (source CVT)	124
6.35	SPL mesuré dans les sources du compartiment moteur et dans la transmission CVT	124
6.36	Comparaison entre les différents traitements et le garde poulie sans traitement (source CVT)	125
6.37	Perte par insertion des différents traitements testés (source CVT)	125
6.38	SPL mesuré dans les sources du compartiment moteur et dans la transmission CVT	126
6.39	Comparaison entre les différents traitements avec le primaire sans traitement (source CVT)	126
6.40	SPL mesuré dans les sources du compartiment moteur et dans la transmission CVT	127
6.41	Panneau supérieur testé	127
6.42	Comparaison entre les différents traitements avec le capot supérieur sans traitement (source dans le compartiment moteur)	127
6.43	Gain obtenu par les traitements appliqués sur le capot supérieur (source dans le compartiment moteur)	128
6.44	FRF entre la source dans le compartiment moteur et le microphone cible du haut	128
6.45	Impact des traitements performants dans le "pass by" du véhicule (source du compartiment moteur)	129
6.46	Impact des traitements performants dans le "pass by" du véhicule (source CVT)	130
6.47	Impact des traitements performants au niveau de l'opérateur (source du compartiment moteur)	130
6.48	Impact des traitements performants au niveau du microphone cible du haut (source du compartiment moteur)	130
7.1	Pièce couvrant la partie supérieure gauche du garde poulie (a) pièce couvrant la partie visible de l'air box primaire (b) et emplacement des deux pièces dans la partie gauche du compartiment moteur (c)	133
7.2	Pièce couvrant la partie visible en haut du silencieux (a), emplacement de la pièce dans le compartiment moteur (b)	134
7.3	Emplacement des pièces dans le compartiment moteur de la motoneige (vue du haut)	134
7.4	Panneau supérieur du modèle P1 ICE	135
7.5	Modèle SEA d'un système composé de deux sous-systèmes couplés	138
7.6	Modèle SEA de l'air box primaire	140
7.7	Modèle SEA de l'air box primaire avec les deux cavités intérieure et extérieure	140
7.8	Résultats de l'isolement brut des traitements appliqués sur le primaire	141
7.9	Résultats de l'isolement brut des traitements appliqués sur le primaire	142
7.10	Modèle SEA du compartiment moteur avec la jonction entre le panneau de plastique et le fluide semi-infini de l'extérieur du compartiment moteur	143

7.11	Modèle SEA du compartiment moteur avec des traitements sur la partie droite	144
7.12	Résultats des concepts appliqués sur le panneau latéral droite	145
7.13	Impact d'un trou circulaire sur la performance des traitements appliqués dans la partie droite	145
7.14	Modèle SEA du compartiment moteur avec des traitements sur la partie gauche (a) et la partie supérieure (b)	146
7.15	Résultats des concepts appliqués sur le panneau latéral droite	147
7.16	Impact d'un trou circulaire sur la performance des traitements appliqués dans la partie droite	147

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Work packages du projet dSkiBel	3
2.1	Concept masse-ressort	35
2.2	Concept Absorbant-Masse-Absorbant	35
3.1	Propriétés des tubes d'impédance utilisés pour les mesures	41
3.2	Propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés au laboratoire LCMA (1-5)	54
3.3	Propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés (suite)	55
3.4	Propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés (Swift-co) . .	55
3.5	Propriétés des écrans résistifs caractérisés	56
3.6	Propriétés des masses lourdes / légères	56
4.1	Concept monocouche SWL	65
4.2	Concept double couche DWL	66
4.3	Propriétés non acoustiques des couches constituant les 4 configurations si- mulées	68
4.4	Propriétés de l'écran de protection G9	70
4.5	Propriétés physique et mécanique des matériaux absorbants constituant le concept hybride	72
4.6	Masses surfaciques des trois configurations simulées	72
4.7	Concept monocouche	74
4.8	Masses surfaciques des absorbants appliqués sur le panneau de plastique . .	75
4.9	Concept double couche	76
4.10	Masses surfaciques des matériaux absorbants avec un écran résistif appliqués sur le panneau de plastique	76
4.11	Concept tricouche (hybride)	77
4.12	Concepts tricouche, de la gauche à droite : Concept 1-1, Concept 2-2, Concept 1-2 et Concept 2-1	78
4.13	Masses surfaciques des concepts tricouche appliqués sur le panneau de plas- tique	78
4.14	Concept double couche de la partie chaude de la motoneige (silencieux) . .	80
4.15	Masses surfaciques des concepts double couche appliqués sur le panneau de plastique	80
4.16	Propriétés de la feuille d'aluminium perforée	82
4.17	Masses surfaciques des concepts avec une feuille d'aluminium perforée . . .	82
4.18	Concept tricouche de la partie droite de la motoneige	83
4.19	Concepts hybrides tricouches de la partie chaude avec la feuille d'aluminium perforée : Hybrid 1 (gauche), Hybrid 2 (droite)	84
4.20	Masses surfaciques des concepts hybrides avec une feuille d'aluminium per- forée	84
4.21	Concept du panneau supérieur "patch"	86

4.22	Concept du panneau supérieur ("patch" hybride)	87
4.23	Concepts du panneau supérieur : Concept 1 avec l'écran résistif et Concept 2 avec la feuille d'aluminium perforée	87
4.24	Masses surfaciques des concepts 1 et 2 à surface hétérogène	88
5.1	Caractéristiques du tube d'impédance des mesures expérimentales	92
5.2	Propriétés physique et mécanique des matériaux absorbants	93
6.1	Configurations du panneau supérieur	107
6.2	Configurations testées du garde poulie	108
6.3	Configurations du panneau latéral droite	109
6.4	Configurations testées sur le capot latéral de gauche.	110
6.5	Configurations Air Box primaire (1 à 3)	110
6.6	Configurations Air Box primaire (4 à 6)	110
6.7	Configurations testées sur le silencieux et le tube.	111
6.8	Configurations finales des habillages (capots gauche / droite et panneau supérieur)	131
6.9	Configurations finales des habillages (coques inférieures gauche et droite)	131
6.10	Configurations finales des habillages (garde poulie, Air box primaire et silencieux / tube)	131
7.1	Concepts appliqués sur le primaire	141
7.2	Masses surfaciques des concepts appliqués sur le modèle SEA du primaire	142
7.3	Composition des concepts appliqués sur le panneau latéral droit de la motoneige	143
7.4	Composition du concept 5 appliqué sur le panneau latéral droit	143
7.5	Propriétés de la feuille d'aluminium perforée	144
7.6	Masses surfaciques des concepts appliqués sur le modèle SEA du compartiment moteur	144
7.7	Composition des concepts appliqués sur le panneau latéral gauche et le panneau supérieur de la motoneige	146
7.8	Masses surfaciques des concepts appliqués sur le modèle SEA du compartiment moteur (partie gauche)	146

LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
ABA	Absorber Barrier Absorber
AFR	Airflow Resistivity
BRP	Bombardier Recreational Products
BEM	Boundary Element Method
CTA	Centre de Technologie Avancées
CVT	Continuously Variable Transmission
DOF	Degree Of Freedom
DWL	Double Wall Layer
EC	Engine Compartment
FEM	Finite Element Method
FRF	Frequency Response Function
FTMM	Finite Transfer Matrix Method
GSM	Gram per Square Meter
GAUS	Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke
HRC	Heat Reflective Coating
HVAC	Heat Ventilation and Air Conditioning
IL	Insertion Loss
JCA	Johnson-Champoux-Allard
LCMA	Laboratoire de Caractérisation des Matériaux Acoustiques
LCT	Longueur Caractéristique Thermique
LCV	Longueur Caractéristique Visqueuse
LWC	Light-Weight Concept
FEM	Finite Element Method
MXZ	Nom du modèle de motoneige
NR	Noise Reduction
NVH	Noise Vibration and Harshness
QMA	Quasi-static Mechanical Analyzer
SAE	Society of Automotive Engineers
SEA	Statistical Energy Analysis
SP	Sound Package
SPL	Sound Pressure Level
SSCC	Snowmobile Safety and Certification Committee
STL	Sound Transmission Loss
SWL	Single Wall Layer
TL	Transmission Loss
TMM	Transfer Matrix Method
TPA	Transfer Path Analysis
UdeS	Université de Sherbrooke
VHR	Véhicule Hors Route
WP	Work Package

CHAPITRE 1

INTRODUCTION : PROJET dSkiBeI

1.1 Contexte du projet et véhicule récréatif

L'industrie des véhicules récréatifs est à caractère concurrentiel, elle suit principalement les tendances et les perceptions des consommateurs. Il existe trois défis majeurs qui concernent cette industrie ; le premier est le progrès lent des volumes de ventes, le deuxième défi est lié au fait qu'elle est dominée par des entreprises multinationales de technologie de pointe, enfin, ce secteur est réglementé par des exigences et des normes de plus en plus strictes en termes d'émissions polluantes et de la qualité sonore de ces véhicules. L'industrie des motoneiges, entre autres, occupe une place d'envergure. Dans ces dernières années, on remarque que cette industrie fait face à des normes pressantes visant à limiter le bruit généré par ces véhicules motorisés.

Au Québec, on note 33 500 km de pistes de motoneiges, dont une grande proportion est proche des habitations ou des institutions publiques. Par conséquent, le problème de la pollution sonore causé par la pratique des loisirs motorisés, en particulier les motoneiges, a pris des proportions énormes ces dernières décennies. Le bruit et la pollution de ces Véhicules Hors Route (VHR) affectent la santé, la qualité de vie et la protection de l'environnement [40].

En ce qui concerne la réglementation officielle, dans le règlement sur la motoneige, la loi du Québec sur les VHRs stipule que : "la puissance sonore émise par une motoneige construite après le premier janvier 1972 ne doit pas être supérieure à 82 dB (référence de 1 pW)", il est à noter que cette mesure est faite selon la norme "SAE Exterior Sound Level for Snowmobiles" actuellement en vigueur [25]. D'autre part, le comité "Snowmobile Safety and Certification Committee SSCC" définit également les limitations du bruit généré par les motoneiges. En effet, pour ce type de Véhicules Hors Route, le niveau de pression acoustique SPL ne doit pas pratiquement dépasser 73 dBA, ceci pour une cible placée à 15.2 m avec une vitesse du véhicule de 24 km/h. En outre, ce niveau de pression acoustique ne doit dépasser 78 dBA en cas d'accélération totale du véhicule et en considérant la même distance cible [42, 46].

Il faut souligner que le marché de l'industrie des motoneiges rapporte 28 Milliards de Dollars par an et 90000 emplois à temps plein en Amérique du Nord selon l'association internationale des manufacturiers des motoneiges ISMA 2009 [47]. Le nombre croissant des plaintes [40] à propos du bruit rayonné par les motoneiges est une source de motivation majeure pour la compagnie Bombardier Recreational Products BRP en lançant ce projet de recherche et développement appelé : dSkiBel, pour répondre favorablement aux exigences et aux normes en vigueur et d'anticiper l'arrivée d'éventuelles normes plus sévères.

1.1.1 Projet dSkiBel

BRP souhaiterait réduire le bruit de ses motoneiges, tant d'un point de vue extérieur (bruit au pass by) qu'à l'opérateur. Pour atteindre cet objectif ambitieux, ce projet de recherche collaborative est proposé, entre BRP, le Centre de Technologies Avancées (CTA) et le Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (GAUS).

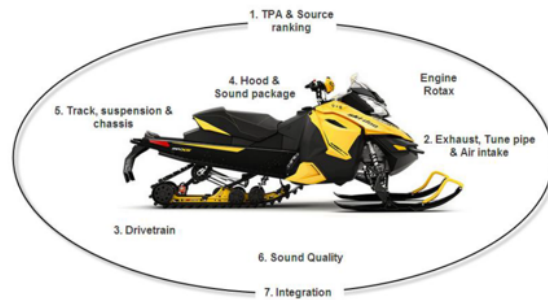


Figure 1.1 Différents work packages du projet dSkiBel [7]

L'organisation de ce projet de recherche prend en considération la complexité du comportement sonore de la motoneige. Dans cette optique, les travaux de recherche effectués auparavant sur la motoneige ont permis d'identifier toutes les sources du bruit rayonné par les différents sous-systèmes de la motoneige et par conséquent chaque sous-système contribuant à la génération ou à la transmission du bruit forme un "Work Package WP" (tableau 1.1).

- **Sources potentielles du bruit dans une motoneige**

On distingue différentes sources potentielles du bruit à bord d'une motoneige, elles sont principalement liées au fonctionnement de chaque sous-système composant la totalité de ce véhicule de plaisir. Dans la perspective d'évaluer la contribution de ces différentes sources au bruit de passage de la motoneige, des mesures ont été menées par une équipe d'ingénieurs et techniciens de BRP sur un modèle MXZ 800

Work packages	Objectifs
WP 1	Identification des sources du bruit au passage et à l'opérateur
WP 2	Optimisation vibroacoustique du silencieux, du pot de détente et du système d'entrée d'air
WP 3	Réduction du bruit aéroacoustique de la CVT et du système de transmission par chaîne
WP 4	Optimisation de l'habillage phonique et des ouvertures du compartiment moteur (modèle CFD)
WP 5	Étude du rayonnement acoustique du tunnel, de la chenille et du système de suspension
WP 6	Amélioration de la qualité sonore du véhicule
WP 7	Suivi et intégration des travaux dans l'ensemble du projet ; Assurer le transfert de technologies vers BRP

Tableau 1.1 Work packages du projet dSkiBel

E-Tec 2013. Les membre de cette équipe ont conclu que les sources potentielles de la nuisance sonore de la motoneige sont : [7]

- ◇ Le moteur,
- ◇ Les systèmes d'échappement et d'entrée d'air,
- ◇ Les systèmes de transmission CVT et par chaîne,
- ◇ La chenille, la suspension qui est connectée au tunnel.



Figure 1.2 Principales sources du bruit dans une motoneige [7]

Ce projet de recherche se focalise sur le "Work Package 4" visant principalement les deux tâches suivantes :

- Améliorer l'efficacité des traitements insonorisants du compartiment moteur,
- Optimiser l'emplacement des ouvertures sous capots "Under Hood" pour réduire le bruit en maintenant les fonctionnalités de refroidissement du véhicule.

Ce projet de maîtrise porte sur la conception et l'amélioration des traitements acoustiques du compartiment moteur d'une motoneige. La partie aérothermique, visant à optimiser les emplacements des ouvertures sous-capots afin de dégager la chaleur présente dans le compartiment moteur, est étudiée par un autre étudiant en maîtrise [9]. Les traitements acoustiques conçus seront influencés par le flux de chaleur (convection et radiation) au niveau du compartiment moteur et dans la ligne d'échappement. En conséquence, certains concepts qui vont être développés doivent résister aux hautes températures.

L'habillage phonique des capots est constitué essentiellement de matériaux poreux classiques (figure 1.3). Il est à signaler que ces matériaux (fibreux et cellulaires) sont efficaces en moyennes et hautes fréquences. Cependant, leurs performances acoustiques se dégradent en basses fréquences, alors que plusieurs sources de bruit de la motoneige présentent une puissance acoustique importante dans cette bande du spectre fréquentiel. Par conséquent, il est demandé de développer de nouveaux matériaux absorbants ou des assemblages nouveaux pour dépasser cette limitation.

En ce qui concerne les couvercles du compartiment moteur, on distingue les cinq sous-systèmes suivants :

- Capot latéral gauche,
- Capot latéral droite,
- Capot supérieur,
- Le garde de la transmission CVT,
- Le cache moteur.

La figure 1.3 (a) montre le panneau gauche qui comporte des morceaux (pièces 1, 2, 3 et 4), d'un matériau acoustique absorbant (mousse collée parfaitement sur la surface intérieure du panneau); les deux autres parties noir et jaune du panneau sont constituées d'un matériau thermoplastique.

La figure 1.3 (b) montre le montage expérimental permettant de tester les performances acoustiques des parois du compartiment moteur de la motoneige en laboratoire. La distribution de 14 microphones au long des lignes de mesure permet de mesurer les niveaux de pression acoustique dans les parties droite, gauche et devant le capot supérieur de la motoneige.

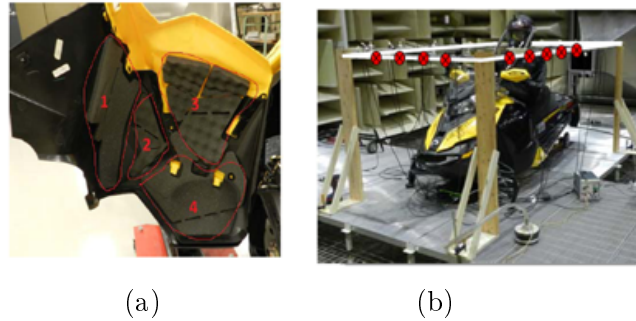


Figure 1.3 (a) Traitement acoustique type des parois latérales d'une motoneige
(b) Test des performances acoustiques des parois en laboratoire

1.2 Problématique

Dans le but de concevoir l'habillage phonique du compartiment moteur, on considère que les deux sources principales du bruit sont le moteur et la ligne d'échappement (silencieux et pot de détente accordé) qui rayonnent dans des bandes de fréquences déterminées. Le moteur de la motoneige génère deux sortes de bruit : aérien et solide. Le premier est celui transmis dans l'air, entourant le compartiment moteur, le deuxième est d'origine vibratoire, il est rayonné à cause des vibrations du moteur qui sont transmises à la structure de la motoneige. Ainsi, il est demandé d'améliorer les performances acoustiques des parois de la motoneige en appliquant des traitements passifs efficaces.

On reconnaît deux volets dans ce projet de recherche. Le volet scientifique regroupe les notions fondamentales de l'acoustique et les phénomènes physiques régissant les traitements acoustiques absorbants et isolants. En outre, il porte également sur les méthodes et les techniques de mesure en acoustique. L'aspect technologique de ce projet concerne les concepts des traitements acoustiques développés dans le domaine d'automobile, visant à réduire le bruit dans le compartiment moteur de la voiture et d'intégrer la fonction isolation thermique aux traitements acoustiques.

1.2.1 Aspect scientifique

L'habillage phonique du capot est constitué de matériaux poreux classiques (mousse de polyuréthane pour le modèle MXZ), ce genre de traitements acoustiques est efficace en moyennes et hautes fréquences. Cependant, en basses fréquences les performances acoustiques de ce traitement se dégradent. Il est demandé de développer des concepts nouveaux pour dépasser la limitation de la performance en basses fréquences. D'autre part, vu le

nombre important des ouvertures, il faut concevoir des traitements favorisant l'absorption plutôt que l'isolation acoustique.

1.2.2 Aspect technologique

La problématique technologique a pour objet de concevoir et développer des traitements insonorisants dans la partie droite de la motoneige ou absorbants (parties gauche / supérieure). Ces traitements doivent améliorer les performances acoustiques, tout en respectant les autres critères du cahier de charges de la motoneige : le coût, le poids, la performance, l'esthétique et la gestion de la chaleur.

Dans le compartiment moteur, on distingue deux types d'ouvertures : les trous d'aération et les ouvertures intrinsèquement liées à la conception du véhicule. Les ouvertures d'aération permettent la gestion de la chaleur sous capot de la motoneige. Puisque l'espace offert sous capot est limité, ces trous d'aération sont nécessaires afin d'éviter des températures excessives dans le compartiment moteur de la motoneige figure 1.4. D'un autre côté, il existe des ouvertures liées à la conception du véhicule.

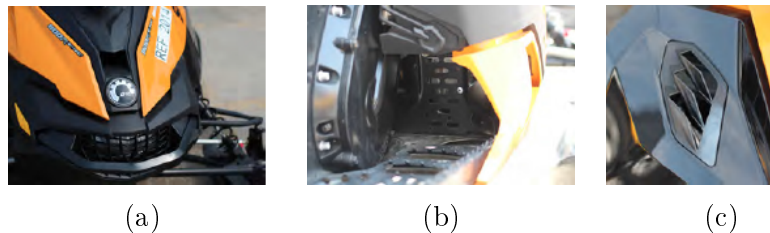


Figure 1.4 (a) Ouvertures d'aération : Entrée d'air, (b) Sortie d'air chaud - Marche pieds, (c) Grille d'aération du silencieux

La présence de ces ouvertures dans le compartiment moteur permet au bruit, généré par les sous-systèmes ainsi mentionnés, de se propager vers l'extérieur du véhicule. Ce qui nécessite bien entendu, des solutions technologiques efficaces afin d'assurer les deux aspects : la gestion de la chaleur et la réduction du bruit indésirable.

L'aspect technologique de ce projet de recherche regroupe l'étude des concepts développés dans le domaine de l'automobile permettant à la fois l'isolation thermique et la réduction du bruit global nuisible dans l'habitacle.

1.2.3 Techniques d'intervention pour réduire le bruit de la motoneige

La motoneige est un véhicule ayant deux caractéristiques principales : compact et léger. On remarque que les sources du rayonnement acoustique sont très proches de l'opérateur, donc elles rayonnent directement. Le capot qui permet de protéger l'opérateur est léger et de plus il est muni d'ouvertures pour évacuer le flux de chaleur dégagé par le moteur et la ligne d'échappement (transfert thermique).

Deux des 3 étapes classiques de réduction du bruit d'un système consistent à agir directement sur la source du bruit (par exemple : moteur de la motoneige) ou sur le récepteur : l'opérateur. Ces deux techniques sont exclues dans notre démarche d'analyse, parce qu'on reçoit le moteur à deux temps conçu et fabriqué par la compagnie ROTAX basée en Autriche. D'autre part, l'aspect perceptif est aussi crucial pour le pilote qui vise de son côté une meilleure qualité sonore du véhicule récréatif.

Le "work package 4" consiste à agir sur le chemin de transfert du bruit "Transfer path" pour pouvoir réduire le bruit transmis à l'opérateur et celui du passage. La présence des ouvertures dans le compartiment moteur de la motoneige exige à favoriser l'absorption plus que l'isolation sonore.

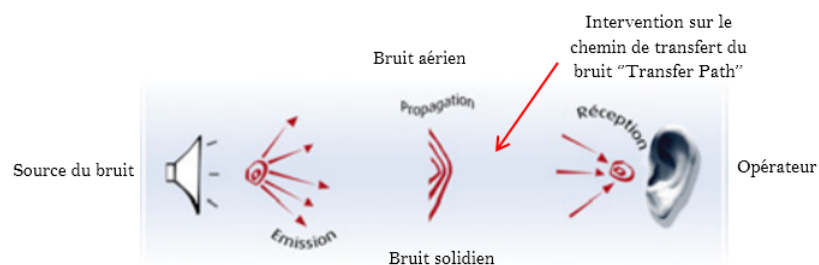


Figure 1.5 Schéma sur la technique d'intervention afin de réduire le bruit dans le compartiment moteur [13]

Pour réduire le bruit du compartiment moteur, on fait face à un défi qui demande à la fois d'assurer le refroidissement efficace du compartiment moteur et de maximiser les performances en perte par insertion du traitement acoustique optimisé qu'on va développer par la suite. Il est également notable que les parois couvrant le moteur de la motoneige ont des formes complexes, ce qui exige bien entendu, une étude approfondie du rayonnement des formes complexes.

1.3 Objectifs et livrables du projet de recherche

1.3.1 Objectif général

L'objectif général de ce projet de recherche est de développer et valider expérimentalement des solutions, pour améliorer l'efficacité des traitements insonorisants ou absorbants d'un prototype de motoneige en respectant les fonctionnalités du véhicule.

1.3.2 Objectifs spécifiques

Dans le but d'atteindre l'objectif général, les objectifs spécifiques suivants sont définis :

- i. Développer une banque de données des traitements acoustiques classiques de la motoneige et obtenir leurs propriétés acoustique et mécanique.
- ii. Effectuer des simulations en utilisant le code NOVA afin d'étudier la performance en termes de perte par insertion IL des différents types de traitements acoustiques. En particulier, il faut étudier les paramètres suivants :
 - Nature et type des matériaux (mousses, fibreux, écrans résistifs, masse lourde),
 - Nature du traitement (monocouche, multicouche),
 - Intégration (emplacement, conditions d'interface).
- iii. Utiliser les résultats des éléments précédents pour fabriquer et tester des prototypes dans un tube d'impédance. Ces tests serviront à valider les modèles utilisés et corroborer expérimentalement la performance acoustique, sous incidence normale, des concepts sélectionnés. La finalité de cette tâche est d'identifier les configurations prometteuses à tester sur la motoneige.
- iv. Tester les traitements acoustiques optimisés dans la chambre anéchoïque du GAUS afin d'évaluer l'efficacité de l'habillage phonique du prototype de la motoneige.
- v. Analyser l'emplacement des traitements dans le compartiment moteur de la motoneige et proposer un modèle en se basant sur la méthodologie de l'analyse statistique par l'énergie (SEA) afin de mener une investigation de l'effet des fuites dans le compartiment moteur de la motoneige.

1.3.3 Livrables du projet

Des traitements phoniques optimisés pour les sous-structures suivantes : capot latéral gauche, capot latéral droite, panneau supérieur, le garde poulie de la transmission CVT et le cache moteur.

1.4 Structure du document

Ce mémoire comporte 8 chapitres. Dans le premier chapitre, le contexte général du projet de recherche est présenté en mettant l'accent sur la problématique, les objectifs et les livrables du projet. Le chapitre 2 aborde l'état de l'art. Dans un premier lieu, l'importance du contrôle du bruit et son principe sont mis en évidence. Dans le but de comprendre la physique des matériaux acoustiques, il est indispensable de présenter leurs typologies, les méthodologies de caractérisation et les principaux modèles existants. Dans un second lieu les traitements acoustiques appliqués en automobile sont présentés, ceci dans le but de s'inspirer des technologies existantes.

Dans le chapitre 3, une base de données des traitements acoustiques classiques est élaborée. Elle concerne des matériaux acoustiques absorbants et isolants qui vont être à la base des nouveaux concepts à développer par la suite dans ce document. La finalité de cette base de données est de présenter les résultats de la caractérisation de ces matériaux (propriétés physique et mécanique).

Le chapitre 4 est dédié à la conception des concepts des traitements acoustiques du compartiment moteur de la motoneige, le principe de la méthode TMM est présenté parce qu'il est à la base des simulations sur le code NOVA. A la fin de ce chapitre, la cartographie des traitements du compartiment moteur est développée.

L'étape de la validation des traitements conçus et optimisés sur le code NOVA est l'objet du chapitre 5. Les deux concepts fondamentaux des parties froide et chaude du compartiment moteur de la motoneige sont validés par des mesures en tube d'impédance.

Le chapitre 6 concerne les tests des "sound packages" réalisés dans la chambre anéchoïque du GAUS. L'objectif de ces tests est de démontrer les gains en performance des concepts développés et optimisés sur NOVA pour chaque sous-système du compartiment moteur, et d'élaborer le choix de l'habillage phonique final. Les résultats de ces tests vont permettre de guider le design des concepts finaux à appliquer sur les futurs modèles de motoneiges.

Dans le chapitre 7 une analyse des fuites dans le compartiment moteur est abordée afin de démontrer l'impact des fuites sur la performance globale des traitements appliqués. Cette analyse va être basée sur la méthode énergétique SEA.

Le chapitre 8 permet de conclure sur l'ensemble des résultats de ce projet de recherche et d'ouvrir des perspectives de développement dans des projets similaires.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

2.1 Généralités

2.1.1 Motoneige

La motoneige est un véhicule motorisé et équipé de skis pour la direction. Le terrain de ce véhicule est la neige ou la glace, il est utilisé dans les régions urbanisées du sud des pays nordiques pour objectif de la randonnée, il faut noter également que ce véhicule a remplacé les traîneaux à chiens comme moyen de transport dans les territoires arctiques. La motoneige est inventée par **Joseph-Armand Bombardier** au Québec, en 1959 la première motoneige Ski-Doo est lancée en marché à Valcourt (Qc), après elle s'est répandue dans le monde entier (figure 2.1).



Figure 2.1 La première motoneige Ski-Doo, mise en marché en 1959 [26]

La motoneige est un véhicule ayant des skis dans sa partie avant, et une chenille (avec une suspension) pour assurer sa propulsion, dans la partie arrière. Au début de la commercialisation des motoneiges, la propulsion est fournie par **un moteur à deux temps**, ce moteur est refroidi à l'air. Cependant, ces moteurs sont plus polluants. Par conséquent, une nouvelle technologie émerge et qui consiste à les remplacer par des moteurs à quatre temps à refroidissement liquide pour réduire les émissions polluantes.

La motoneige est équipée de deux suspensions une avant et l'autre en arrière. Cette suspension est composée d'amortisseurs et de ressorts à lame ou à boudins pour les skis en avant du véhicule. Le système de freinage est composé d'un frein à disque qui permet de ralentir ou bloquer la rotation de la chenille. La performance en puissance et la légèreté sont deux caractéristiques principales recherchées par les adeptes de la pratique de ce sport récréatif.

2.1.2 Moteur à deux temps

La plupart des motoneiges sont propulsées par des moteurs à deux temps. Pour ces moteurs à combustion interne, le déplacement du piston dans le cylindre permet d'évacuer les gaz d'éjection et remplir le cylindre de la vapeur du carburant et du comburant.

Ce type de moteurs est simple. En effet, on ne note pas de présence ni de soupapes, ni d'arbre à cames, en outre ils sont légers avec peu de pièces en mouvement (encombrement réduit). Ces moteurs ont une puissance spécifique de 1.7 fois celle des moteurs à quatre temps. Cependant, ils ont des inconvénients : leurs consommations supérieures du carburant et leurs émissions sonores nuisibles.

Les moteurs à deux temps ont évolués dans le temps en dépassant leur problème majeur qui est lié au fait que les lumières d'admissions et d'échappement ne sont pas totalement fermées lorsque le piston monte dans le cylindre. Ce phénomène provoque bien entendu, un manque de compression, le mélange des gaz frais et ceux brûlés dans le cylindre et le refoulement d'une partie de ce mélange dans le carburateur.

L'évolution majeure de ces moteurs est d'installer **un pot de détente** qui améliore le balayage et qui repousse les gaz frais lors de l'échappement dans le cylindre par le biais des ondes de pressions. Ce qui améliore pratiquement le rendement spécifique du moteur (figure 2.2).

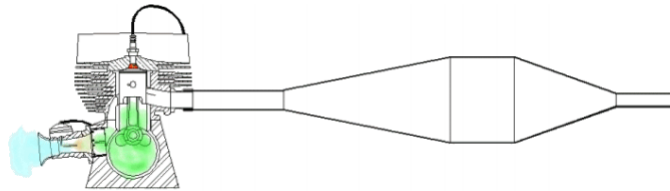


Figure 2.2 Moteur à deux temps avec un pot de détente accordé [35]

D'autre part, il faut noter l'inconvénient majeur de ce pot de détente, c'est le bruit insupportable qu'il génère lors de son fonctionnement. Par conséquent, il est indispensable d'installer un silencieux vers la fin de ce système d'échappement (figure 2.3).

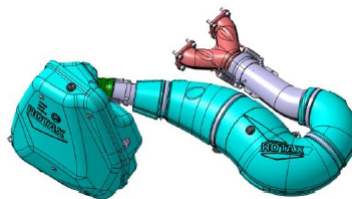


Figure 2.3 Pot de détente et silencieux d'échappement [7]

2.2 Contrôle du bruit

2.2.1 Motivation et principe

Le contrôle du bruit occupe une place indispensable dans le domaine du transport, parce qu'il reflète le confort acoustique dans les cabines des passagers (avions, voitures, trains...), mais aussi pour les opérateurs des véhicules récréatifs (motoneiges, Roadsters, véhicules côte à côte / tout - terrain...). Dans la phase de la conception de ces véhicules motorisés, il est important de prendre en considération leurs bruits générés en mode opérationnel.

Il s'avère primordial de réduire le bruit indésirable à partir de la phase de la conception. La préoccupation d'assurer une meilleure qualité sonore du véhicule est intégrée en amont de la phase de fabrication, ce qui optimise bien entendu le prix de réduction du bruit.

On reconnaît trois éléments majeurs dans chaque système du contrôle du bruit : la source du bruit, son chemin de transfert et le receveur du bruit. Le contrôle du bruit consiste à envisager des modifications sur chacun ou sur une combinaison de ces éléments.

- Contrôle du bruit au niveau de la source

Il est important de signaler que la meilleure solution pour réduire le bruit est d'agir au niveau de la source.

- Contrôle du bruit au niveau du chemin de transfert

Dans le cas où il n'est pas possible d'intervenir au niveau de la source, il existe une possibilité de modifier le chemin de transfert. La manière la plus simple pour agir sur le chemin de transfert est d'éloigner la source du bruit, du receveur. Par conséquent, un long chemin de transfert est généré. D'autre part, il est possible également de placer une partition ou une barrière entre la source et le receveur.

Quand la transmission indirecte du bruit à travers les réflexions multiples est prédominante en comparaison avec le champ acoustique direct, il est pratiquement demandé d'appliquer des matériaux absorbants. D'un autre côté, il existe une solution qui permet d'isoler la source du bruit ou l'endroit du receveur en appliquant des encoffrements.

- Contrôle du bruit au niveau du receveur

Le receveur habituel du bruit est l'oreille humaine, c'est pour cette raison qu'on ne note pas des solutions remarquables permettant de contrôler le bruit indésirable au niveau du receveur. Certes, il existe des moyens de réduction du bruit à ce niveau ; l'applica-

tion d'un écran acoustique ou une cabine insonorisée sont des exemples. La solution qui correspond aux véhicules motorisés consiste à utiliser un casque par le pilote du véhicule.

La motoneige est un véhicule compact et léger. Il est remarquable que les sources du rayonnement acoustique sont très proches de l'opérateur, donc elles rayonnent directement vers son emplacement. D'autre part, le capot qui protège l'opérateur est léger et de plus il est muni des ouvertures pour évacuer le flux de chaleur dégagé par le moteur et le système d'échappement. Notre projet vise à agir sur les chemins de transfert pour réduire le bruit transmis à l'opérateur et celui du passage.

En conséquence, on s'intéresse à l'application des traitements acoustiques absorbants et isolants afin de contrôler le bruit et réduire son niveau global en passage du véhicule et améliorer la qualité sonore à l'opérateur.

2.2.2 Galvanomètre acoustique et technologie d'allègement

- **Galvanomètre acoustique**

On distingue deux indicateurs de performance acoustiques : l'indice d'affaiblissement et l'absorption sonore. Il est notable que dans la majorité des problèmes rencontrés dans l'industrie du transport, il n'est pas évident de choisir la fonction acoustique à optimiser. Le meilleur choix de la fonction acoustique à favoriser dépendra de l'environnement de mise en place, de la qualité des passe-fils et les multiples ouvertures de gestion de la chaleur dans notre cas. Par conséquent, l'entreprise FAURECIA a développée un outil d'aide à la conception extrêmement efficace : "acoustic galvanometer". C'est un outil destiné aux acousticiens qui conçoient les traitements acoustiques en automobile [22].

Ce concept concerne deux aspects : l'absorption et l'isolation. Le facteur déterminant de la fonction acoustique à favoriser est la présence des fuites dans la zone d'intérêt. Dans le cas où des ouvertures sont présentes dans l'environnement entourant la source sonore, il est pratiquement recommandé d'améliorer la fonction d'absorption. Dans le cas contraire, il est recommandé de développer des traitements isolants afin d'atteindre la performance acoustique d'atténuation du bruit indésirable. En outre, il existe une autre stratégie qui consiste à chercher un compromis entre les deux fonctions acoustiques citées au préalable (figure 2.4).

L'application de cet outil de décision sur le compartiment moteur du prototype de la motoneige permet de conclure que des traitements acoustiques absorbants doivent être privilégiés dans la partie froide à cause de la présence des fuites et d'ouvertures. Dans

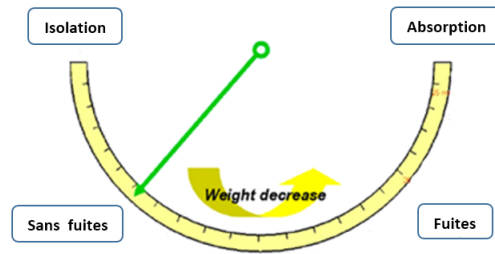


Figure 2.4 Galvanomètre acoustique [22]

la partie chaude, bien entendu il existe des ouvertures, cependant la distance entre le panneau latéral droite et les surfaces rayonnantes est restreinte. En conséquence, il est possible d'isoler le bruit du compartiment moteur en appliquant des traitements isolants.

- **Technologie d'allégement**

La technologie d'allégement "lightweighting" est développée par plusieurs entreprises dans le domaine d'automobile. On souligne un besoin considérable des concepts allégés dans l'industrie automobile, ceci pour deux raisons principales : leurs impacts positifs et directs sur la consommation du carburant et d'autre part, sur la quantité des gaz d'éjection (émissions) des véhicules. Ce besoin des concepts allégés se cadre dans l'optique des nouvelles normes et règlements exigés par les autorités qui les rédigent concernant les émissions des gaz à effet de serre et leurs impacts sur l'environnement. Par conséquent, la tendance des entreprises de l'industrie automobile est d'optimiser également les traitements acoustiques de leurs véhicules ayant un effet remarquable sur les performances des moteurs et en conséquence sur la consommation du carburant et la quantité des gaz d'éjection.

L'objectif primordial de la conception d'un habillage phonique dans les anciens traitements acoustiques des véhicules est d'atteindre les meilleures performances possibles sans prendre en considération les critères du poids et des coûts de réalisation. Cependant, dans les dernières technologies, le défi est d'atteindre le maximum de performances possibles en réduction du bruit avec une limitation en termes du poids des traitements acoustiques appliqués. Ceci permet bien entendu de réduire la consommation du carburant et de limiter les émissions des gaz nuisibles à l'environnement.

Le concept masse-ressort est largement utilisé dans le design des traitements acoustiques. En effet, la masse représente la masse lourde du concept et le ressort représente le matériau absorbant. Il faut noter qu'il y a un autre facteur à prendre en considération qui est l'amortissement du matériau absorbant modélisé par un amortisseur. Bref, ce concept est à la base des autres concepts multicouches développés dans l'industrie automobile. Les

techniques d'allégement utilisent principalement ce concept ou une de ses configurations modifiées dans le but de minimiser le poids des habillages phoniques.

2.2.3 Indicateurs vibroacoustiques

On distingue deux indicateurs vibroacoustiques pour mesurer la performance d'un traitement acoustique : l'indice d'affaiblissement et l'absorption sonore. Le premier indicateur de performance permet de caractériser l'isolation sonore d'une partition, c'est un indicateur intrinsèque de la partition. Le deuxième caractérise la dissipation de l'énergie acoustique à l'intérieur du traitement acoustique à travers les échanges inertiels et visqueux.

La perte par insertion est un autre indicateur vibroacoustique permettant de quantifier l'effet de l'ajout d'un traitement sur une paroi de base, il est typiquement l'indicateur le plus adapté au design des traitements acoustiques. Parce qu'il reflète le gain ou la perte réalisés après l'application d'un traitement sur une paroi donnée. Par définition, il représente la différence entre l'indice d'affaiblissement du panneau de base sans (TL_{bare}) et avec ($TL_{trimmed}$) traitement isolant ou absorbant appliqué sur sa surface.

Les deux phénomènes de propagation du bruit nous indique deux variantes de la perte par insertion :

- Transmission aérienne : "Airborne Insertion Loss ABIL"

$$ABIL = TL_{trimmed} - TL_{bare} = 10\log\left(\frac{\Pi_{input}}{\Pi_{trans}}\right)_{trimmed} - 10\log\left(\frac{\Pi_{inc}}{\Pi_{trans}}\right)_{bare} \quad (2.1)$$

- Rayonnement des structures : "Structure borne Insertion Loss SBIL"

$$SBIL = 10\log\left(\frac{\Pi_{input}}{\Pi_{rad}}\right)_{trimmed} - 10\log\left(\frac{\Pi_{input}}{\Pi_{rad}}\right)_{bare} \quad (2.2)$$

Π_{input} puissance injectée, Π_{inc} puissance incidente, Π_{trans} puissance transmise, et Π_{rad} puissance rayonnée.

Ces indicateurs permettent de classer des traitements acoustiques et de pouvoir les utiliser dans des méthodes prédictives en vibroacoustique.

2.3 Matériaux acoustiques

On distingue deux types de matériaux acoustiques : absorbants et isolants. La figure 2.5 illustre deux milieux physiques séparés par un matériau acoustique (milieu 2). On considère une onde incidente qui frappe la surface du matériau. Par conséquent, on note

une génération de deux types d'ondes : celle réfléchiée dans le milieu (1) et l'autre transmise dans le milieu (2), cette dernière va être également divisée en deux ondes acoustiques : une absorbée par le milieu (2) et l'autre transmise au milieu (3).

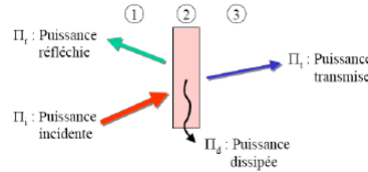


Figure 2.5 Transmission entre trois milieux physiques [39]

Le matériau absorbant est un matériau qui atténue l'onde acoustique réfléchiée. Dans l'autre cas où le matériau diminue l'amplitude de l'onde transmise favorisant ainsi la réflexion, il est un matériau isolant. Il est à noter que pour qu'un traitement acoustique combine les deux propriétés d'absorption et de réflexion, il faut qu'il soit généralement un traitement multicouche [14].

2.3.1 Typologies

- **Matériaux acoustiques absorbants**

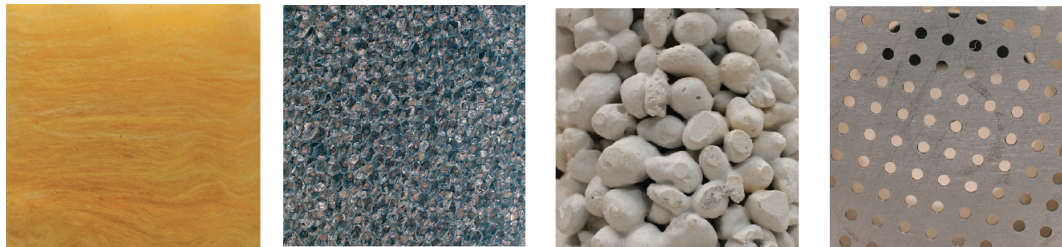
Le paramètre physique fondamental qui caractérise un matériau absorbant est le coefficient d'absorption variant de 0 à 1 et qui dépend de la fréquence. Un matériau absorbant ayant un coefficient nul signifie qu'il est parfaitement réfléchissant, et un autre de coefficient unitaire signifie que l'onde acoustique incidente est parfaitement absorbée par le matériau ou transmise en aval du matériau. Ces matériaux sont généralement poreux, ils se constituent de deux phases : une phase fluide et l'autre solide. On distingue les matériaux à cellules ouvertes et ceux à cellules fermées. Les phénomènes physiques, qui gouvernent la dissipation de l'onde acoustique incidente à l'intérieur de ces matériaux, sont reliés à la dissipation par les forces visqueuses, inertielles et les échanges de chaleur à l'intérieur de la structure poreuse [3].

On distingue quatre grandes familles de matériaux acoustiques absorbants :

- ◊ Matériaux fibreux (laines de verre, laine de polypropylène, laines minérales, recyclé "shoddy"),
- ◊ Matériaux granulaires (bille de béton, bille de verre),
- ◊ Matériaux cellulaires (mousse de mélamine, mousse de polyuréthane),

- ◇ Résonateurs (résonateurs d'Helmholtz, assemblage d'une plaque perforée avec une cavité d'air).

On note que les matériaux poreux (fibreux et cellulaires) ont une meilleure absorption en hautes fréquences, ceci présente la caractéristique fondamentale de ce type de matériaux. Cependant, leurs performances acoustiques se dégradent considérablement en basses fréquences.



(a) Fibreux

(b) Cellulaire

(c) Granulaire

(d) Résonateur

Figure 2.6 Différents types des matériaux absorbants

Pour les matériaux poreux (mousses, fibreux...), les pertes visqueuses se font lorsque les ondes acoustiques traversent les pores inter-connectés. A ce stade, l'énergie acoustique est transformée en énergie thermique. Par conséquent, plus le matériau absorbant est de faible épaisseur plus il est nécessaire d'avoir une résistance à l'écoulement élevée pour pouvoir dissiper l'énergie à l'intérieur du matériau poreux sur une faible distance [31].

• Matériaux acoustiques isolants

- ◇ Perte par transmission TL

L'isolation sonore caractérise l'efficacité d'un milieu (milieu 2) à isoler un milieu 3 d'un milieu 1 (figure 2.5). Elle est définie par l'indice d'affaiblissement sonore ou communément appelé la perte par transmission "Transmission Loss TL". C'est un indice qui caractérise l'efficacité de l'isolation acoustique d'une paroi. Pour des milieux imperméables, la transmission du son dépend de trois paramètres : sa masse, son amortissement structurel et sa raideur [3]. L'indice d'affaiblissement est défini en fonction du coefficient de transmission en puissance τ_π , qui est le rapport des deux puissances transmise Π_t et incidente Π_i (équation 2.3).

$$TL = 10 \log\left(\frac{1}{\tau_\pi}\right) = 10 \log\left(\frac{\Pi_i}{\Pi_t}\right) \text{ (dB)} \quad (2.3)$$

On distingue trois zones dans une courbe type d'évolution de l'indice d'affaiblissement d'une paroi simple en fonction de la fréquence sous l'excitation d'une onde plane à un angle de θ (figure 2.7) :

- Zone des basses fréquences,
- Zone de la fréquence de coïncidence,
- Zone des hautes fréquences.

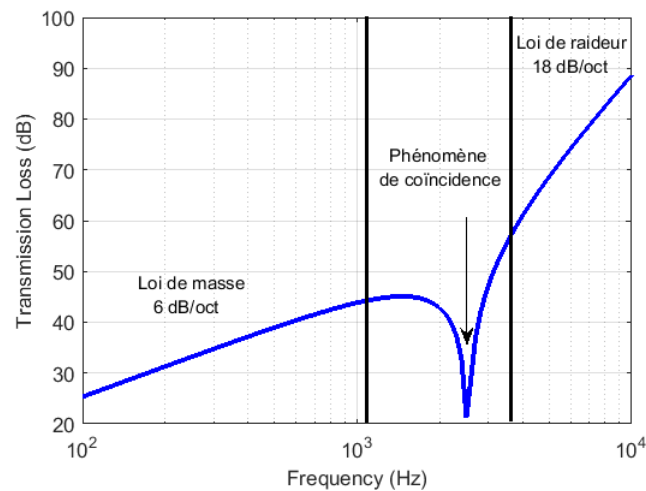


Figure 2.7 Perte par transmission d'une paroi de béton 15 cm d'épaisseur en incidence oblique 45° (Simulation NOVA Méthode TMM)

Dans la zone des basses fréquences, la perte par transmission est régie par la **loi de masse**. En effet l'évolution de cet indicateur ne dépend dans cette zone que de la masse volumique du panneau étudié et de son épaisseur, il est important de remarquer que l'évolution se fait en raison de 6 dB par octave. On conclut que pour augmenter la perte par transmission dans cette zone, il suffit d'avoir des cloisons massives (figure 2.7).

Dans le cas d'une excitation de la paroi (considérée infinie) par une onde plane sous une incidence d'un angle fixé, on note la présence d'une fréquence de coïncidence dans laquelle on remarque une chute importante de la perte par transmission. Ce phénomène représente une coïncidence entre les ondes de flexions libres dans la paroi (figure 2.5, milieu 2) et les ondes acoustiques incidentes qui frappent sa surface. En effet, la paroi transmet intégralement l'onde incidente et ne présente pas de résistance mécanique. D'un autre côté, c'est l'amortissement structural de la paroi qui contrôle cette zone, un amortissement élevé implique une chute de la perte par transmission moins élevée.

L'onde acoustique incidente sous un angle θ applique une déformation de la paroi avec une célérité projetée dans le milieu émetteur. D'autre part, des ondes de flexion naturelles se propagent à l'intérieur de la paroi à une vitesse c_b qui dépend bien entendu de la fréquence. Cette fréquence de coïncidence est donnée pour une plaque d'épaisseur h , de masse volumique ρ et de rigidité de flexion D , par la formule suivante :

$$f_{coin} = \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2(\theta)} \sqrt{\frac{\rho h}{D}} \quad (2.4)$$

A cette fréquence la vitesse c_b a pour expression :

$$c_b = \sqrt[4]{\frac{D}{\rho h}} \sqrt{w} \quad (2.5)$$

Cette fréquence diminue quand l'angle d'incidence augmente, ceci jusqu'à une valeur critique qui correspond à un angle droit (incidence rasante) et cette fréquence est appelée : **la fréquence critique** f_c . Il est à signaler également que plus le matériau est rigide plus sa fréquence critique diminue.

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho h}{D}} \quad (2.6)$$

Dans la zone des hautes fréquences, la raideur de flexion de la paroi contrôle l'évolution de la perte par transmission, cette évolution est évaluée à 18 dB par octave pour une plaque infinie sous incidence d'une onde plane avec un angle θ fixé.

Pour l'évolution de la perte par transmission en **champs diffus**, on distingue également trois zones :

- ◇ Zone des basses fréquences,
- ◇ Zone de la fréquence critique,
- ◇ Zone des hautes fréquences.

La figure suivante présente l'évolution de la perte par transmission d'une paroi en béton ayant 15 cm d'épaisseur en champs diffus :

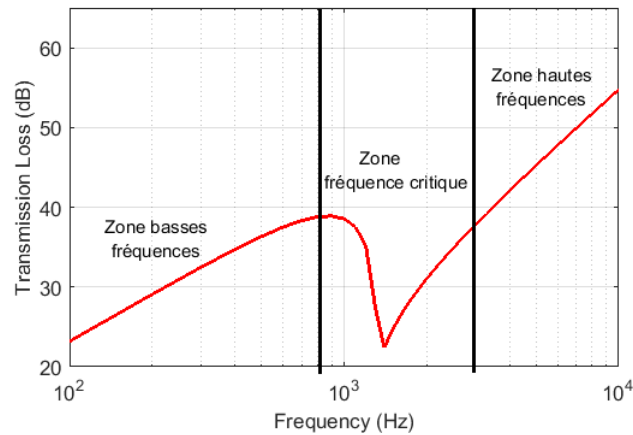


Figure 2.8 Perte par transmission d'une paroi de béton 15 cm d'épaisseur en champs diffus (Simulation NOVA Méthode TMM)

La zone des basses fréquences est contrôlée par **la loi de masse**, cependant la perte par transmission est plus faible en comparaison avec une onde plane sous incidence normale.

Dans la zone de la fréquence critique, on note une chute remarquable de la perte par transmission, ce phénomène s'étale sur une plage de fréquences qui débute dès la fréquence critique f_c de la paroi (excitation par un champs diffus). Par contre, la valeur minimale de la chute n'est pas nulle comme le cas d'une onde plane sous une incidence à angle fixé. Les paramètres qui influent sur la fréquence critique sont : l'épaisseur, la masse volumique de la paroi, et ses propriétés élastiques (module de Young E , coefficient de Poisson ν , coefficient d'amortissement η).

Dans la zone des hautes fréquences, l'évolution de la perte par transmission de la paroi est évaluée à 9 dB par octave (18 dB par octave dans le cas d'une onde plane sous incidence fixée). Enfin, les effets de l'amortissement structural de la paroi et de sa raideur sont répartis sur une gamme de fréquences qui débute à partir de sa fréquence critique.

2.3.2 Méthodes de mesure

La caractérisation des matériaux acoustiques poreux consiste à déterminer leurs propriétés physique et mécanique. Les équipements et les instruments de mesure du Laboratoire LCMA permettent de caractériser ces matériaux acoustiques. La caractérisation de l'absorption sonore des matériaux absorbants se fait à l'aide de

trois méthodes : mesure dans le tube d'impédance [48], mesure dans la chambre réverbérante [4] et la mesure in situ.

◇ Mesure dans le tube d'impédance

La mesure dans le tube d'impédance est largement utilisée dans le domaine d'acoustique. Cette mesure permet de caractériser les matériaux absorbants en déterminant l'impédance de surface pour en déduire le coefficient d'absorption du matériau. Le principe de base de cette méthode est la propagation des ondes planes dans le tube. Il est à noter que cette méthode est décrite par les deux normes ASTM E-1050 [48], et également ISO 10534-2 [49].

On distingue deux méthodes pour la mesure dans le tube d'impédance :

- Alpha : "2 Mic transfer", cette méthode est décrite dans la norme [ASTM E 1050, ISO10534-2] [48].
- NSTL : "3 - Mic transfer function" (une cavité symétrique ou 2 cavités non symétriques), cette méthode est décrite dans la référence [20, 50].

Le tube d'impédance est composé d'un cylindre creux, l'une de ses deux extrémités est fermée par un haut-parleur et l'autre par le matériau à tester contre un fond rigide. La figure 2.9 montre la composition du tube d'impédance.

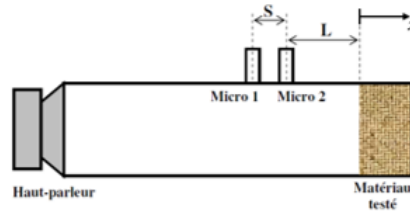


Figure 2.9 Composition d'un tube d'impédance [39]

Il est à signaler qu'il existe des limitations pour les dimensions du tube d'impédance. En effet, le diamètre du tube d , la distance entre les deux micros S et la célérité de l'onde acoustique c à l'intérieur du tube sont des paramètres importants permettant de fixer les fréquences maximale f_{max} et minimale f_{min} de l'analyse des données.

Le haut-parleur émet un bruit blanc large bande, une fraction de l'onde acoustique est absorbée par l'échantillon tandis qu'une partie est réfléchi à l'intérieur du tube, formant ainsi un système d'ondes stationnaires. Le champ acoustique à l'intérieur du tube se décompose en une partie propagative qui correspond

à la fraction de l'énergie acoustique absorbée par le matériau et une partie stationnaire qui correspond aux réflexions sur l'échantillon.

La méthode de mesure utilisée, dite du doublet microphonique, permet de mesurer la partie propagative de l'onde, et donc d'estimer le coefficient de réflexion sur la surface du matériau testé.

L'équation 2.7 est utilisée pour calculer le coefficient de réflexion du matériau à partir de la fonction de transfert mesurée entre les deux microphones :

$$R = \frac{\exp(-jkx) - H_{12}}{H_{12} - \exp(jkS)} \exp(2jk(L+x)) \quad (2.7)$$

Le coefficient d'absorption du matériau peut être déterminé à partir du coefficient de réflexion via la formule suivante :

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (2.8)$$

La mesure en transmission dans le tube d'impédance permet de remonter à la perte par transmission de l'échantillon. La configuration de la mesure avec la méthode des 3 microphones est décrite dans la figure suivante :

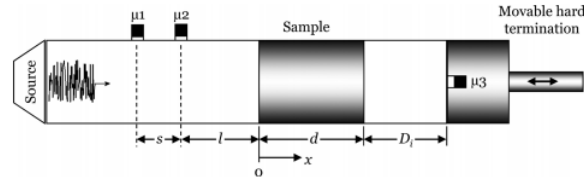


Figure 2.10 Configuration de la mesure avec la méthode des 3 microphones et 2 cavités [50]

A, B et C sont les composantes de la matrice de transmission T :

$$T = \begin{bmatrix} A & B \\ C & A \end{bmatrix}$$

Si le matériau à caractériser est symétrique à travers son épaisseur alors la matrice T est symétrique. Il faut mentionner que les composantes de la matrice T doivent être mesurées suivant la norme des quatre microphones ou la méthode des trois microphones. Cette matrice de transfert va nous permettre de dé-

duire l'indice d'affaiblissement TL , le coefficient de réflexion R et le coefficient d'absorption α .

$$TL = 20 \log |A + \frac{B}{\rho c} + \rho c C + D| - 6 \quad (dB) \quad (2.9)$$

$$R = \frac{A - \rho c C}{A + \rho c C} \quad (2.10)$$

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (2.11)$$

Pour une meilleure caractérisation d'un matériau, il faut capturer toute la physique dans sa courbe d'absorption (voir figure 3.9). D'autre part, il faut vérifier l'homogénéité de l'échantillon (symétrie), et également que les conditions frontalières n'influent pas sur la mesure dans le tube.

◇ Mesure dans la chambre réverbérante

Le coefficient d'absorption moyen, appelé également le coefficient de Sabine, est mesuré dans une chambre réverbérante en se basant sur les temps de réverbération en absence et en présence de l'échantillon dans la chambre [5]. Il est à souligner l'importance de la **la fréquence de Schroeder** f_c qui dépend du volume de la chambre V en m^3 et du temps de réverbération. La formule suivante donne explicitement son expression :

$$f_c = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (2.12)$$

Cette fréquence caractérise la transition entre les résonances individuelles séparées et le chevauchement des modes normaux. Par conséquent, il permet de caractériser un champ diffus dans une chambre réverbérante. En effet, le champ est réverbérant après la fréquence de Schroeder [45].

Le coefficient d'absorption α est défini par la formule suivante : [27]

$$\alpha = \frac{55.3V}{cS_c} \left(\frac{1}{T_{60}^s} - \frac{1}{T_{60}} \right) \quad (2.13)$$

T_{60} et T_{60}^s sont respectivement les temps de réverbération en absence et en présence de l'échantillon dans la chambre réverbérante. Le paramètre S_c représente la surface de l'échantillon testé en m^2 .

$$S = \alpha S_c \quad (2.14)$$

S est la surface d'absorption "Alpha Sabine" et s'exprime en m^2 , V est le volume de la chambre en m^3 .

Une chambre de petit volume, dite cabine alpha, est utilisée en automobile. Elle nécessite des échantillons de $1.2 m^2$, et conduit à des résultats concluants en hautes fréquences. Dans ce cas, un facteur de 0.92 est appliqué au coefficient d'absorption alpha dans l'équation 2.13, c'est un facteur correctif qui tient en considération des différences géométriques entre la chambre "Alpha Cabin" et la chambre réverbérante de dimension réelle. Notons que, la capacité d'absorption d'un matériau absorbant est mesurée à l'aide d'un indicateur de performance qui est le coefficient de réduction de bruit. Cet indice se calcule en faisant une moyenne des coefficients d'absorption en 250, 500, 1000 et 2000 Hz [52].

La mesure dans cette chambre démontre que la valeur du coefficient d'absorption peut être supérieur à 1, c'est le cas aussi dans une salle réverbérante pour des échantillons de petite taille ou épais. En effet, l'échantillon a des dimensions finies et les conditions aux limites (bords) présentent des bandes virtuelles qui augmentent la taille apparente de la paroi, ceci lorsque les ondes acoustiques frappent ses bords. Cependant, on note une atténuation de ce phénomène en hautes fréquences à cause de la présence des petites longueurs d'onde.

◦ Mesure de la perte par transmission TL

Il existe deux méthodes pour la mesure de l'indice d'affaiblissement sonore d'un matériau isolant :

- Le tube d'impédance [44].
- La mesure dans une chambre de transmission [33].

La mesure dans les chambres de transmission fait appel à des échantillons de grandes dimensions. On distingue deux méthodes de mesures : l'une est de placer le panneau à caractériser entre deux chambres réverbérantes, et l'autre entre une chambre réverbérante et une autre anéchoïque (figure

2.11). Il est à signaler que les deux méthodes de mesure sont décrites respectivement par les deux normes ASTM E 90-04 et ASTM E 22-49 [33].

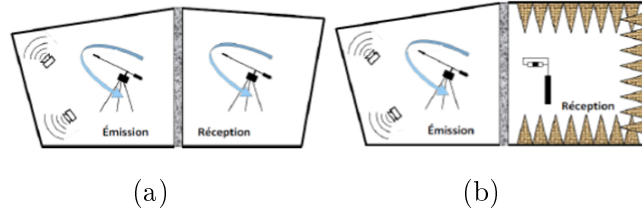


Figure 2.11 (a) Configuration de la mesure TL : entre deux chambres réverbérantes, (b) entre une chambre réverbérante et l'autre anéchoïque

Le taux de transmission τ_π acoustique permet de déduire la perte par transmission d'un panneau à caractériser, il est défini par la formule suivante :

$$\tau = \frac{\Pi_t}{\Pi_i} = \frac{I_t}{I_i} \quad (2.15)$$

I_t , I_i intensités acoustiques transmise et incidente (W/m^2), I_i est donnée par la formule suivante :

$$I_i = \frac{p_i^2}{4\rho_0 c_0} \quad (2.16)$$

p_i pression acoustique dans la chambre réverbérante, ρ_0 masse volumique de l'air, c_0 célérité des ondes acoustiques dans l'air.

Pour le cas de la mesure dans deux chambres réverbérantes, la mesure de la pression acoustique dans la chambre de réception permet de déduire l'intensité acoustique transmise I_t . Dans le cas de deux chambres différentes l'intensité acoustique transmise est mesurée à l'aide d'une sonde intensimétrique (figure 2.11). Il faut noter que cette dernière méthode permet en plus de la mesure TL, d'élaborer des cartographies sonores du panneau testé.

• Mesure in situ

Cette méthode de caractérisation se fait sur toute la surface d'une structure qui est pratiquement dans son environnement opérationnel. C'est une méthode qui permet d'effectuer des mesures en incidence oblique. Dans certaines industries, elle permet également de contrôler et faire le suivi d'un produit tout au long de son cycle de vie.

On distingue deux types de mesures in situ : temporelle et spectrale. La méthode temporelle consiste à isoler les ondes acoustiques désirées et à mesurer l'absorption dans un espace fermé. Cependant, la méthode spectrale reste sensible aux réflexions indésirables dans un milieu confiné, elle est pratiquement utilisée en champ libre.

2.3.3 Principaux modèles des matériaux acoustiques

Dans la section précédente, on a présenté les méthodes expérimentales qui permettent de caractériser les matériaux acoustiques. En revanche, ces techniques de caractérisation expérimentale nécessitent des échantillons à dimension réelle, en plus de leurs limitations liées à la bande fréquentielle de mesure. D'autre part, les conditions aux limites des échantillons dans les instruments de mesure introduisent des perturbations des paramètres physiques à évaluer. La simulation est un outil puissant permettant de dépasser ces limitations ainsi mentionnées. Il est absolument primordial de développer des modèles des matériaux poreux en se basant sur une approche théorique des équations gouvernant la propagation des ondes à l'intérieur de ces matériaux.

Il existe de nombreuses méthodes de modélisation des matériaux acoustiques. Les hypothèses de chaque méthode dépendent principalement des caractéristiques de la phase solide et de la micro-géométrie des pores. On note que les différents modèles proposés sont classés selon leurs origines méthodologiques et également selon les hypothèses des propriétés mécaniques du squelette.

Il existe trois modèles proposés pour la classification selon l'origine méthodologique.

- **Modèles empiriques**

Les mesures expérimentales sont à la base des modèles empiriques. En effet, à partir des résultats de mesure, les tendances observées vont constituer une base pour établir des lois analytiques décrivant approximativement ces tendances. Il faut noter que ces modèles sont simples à mettre en oeuvre, de plus ces modèles nécessitent seulement deux ou trois paramètres non acoustiques pour pouvoir les utiliser. Les modèles empiriques sont décrits par l'impédance caractéristique complexe \tilde{Z}_c et le nombre d'onde complexe \tilde{k} .

Le modèle **Delany-Bazley** propose des expressions empiriques du nombre d'onde $\tilde{k}(w)$ et de l'impédance caractéristique $\tilde{Z}_c(w)$. Ces expressions proposées se basent sur des mesures en utilisant des matériaux fibreux. La résistivité statique à l'écoulement σ est le paramètre non acoustique utilisé. On considère c_0 la célérité du son dans l'air ayant la masse volumique ρ_0 [18] :

$$\tilde{Z}_c(w) = \rho_0 c_0 [1 + 0.057 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.754} - j0.087 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.732}] \quad (2.17)$$

$$\tilde{k}(w) = \frac{w}{c_0} [1 + 0.0978 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.7} - j0.189 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.595}] \quad (2.18)$$

Le modèle **Delany-Bazley-Miki** est proposé pour dépasser la limitation du modèle Delany-Bazley. En effet, ce dernier modèle donne des valeurs négatives de la partie réelle de l'impédance de surface en basses fréquences. En conséquence, des nouvelles expressions sont proposées par **Delany-Bazley-Miki** en modifiant des coefficients dans le modèle précédent [34] :

$$\tilde{Z}_c(w) = \rho_0 c_0 [1 + 0.079 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.632} - j0.121 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.632}] \quad (2.19)$$

$$\tilde{k}(w) = \frac{w}{c_0} [1 + 0.123 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.618} - j0.18 (\frac{\rho_0 w}{2\pi\sigma})^{-0.618}] \quad (2.20)$$

Le troisième modèle est celui de **Komatsu**. La caractéristique principale de ce modèle est le niveau de précision élevé en comparaison avec les deux autres modèles ainsi mentionnés. Il faut noter que ce modèle est utilisé pour prédire les paramètres des fibreux dans les deux cas : haute ou faible densité [29].

Ce modèle définit l'impédance caractéristique $\tilde{Z}_c(w)$ et la constante de propagation complexe $\tilde{\Gamma}(w)$ ($\tilde{\Gamma}(w) = j\tilde{k}(w)$) par les formules suivantes :

$$Re(\tilde{Z}_c(w)) = \rho_0 c_0 [1 + 0.00027(2 - \log(\frac{f}{\sigma}))^{6.2}] \quad (2.21)$$

$$Im(\tilde{Z}_c(w)) = -\rho_0 c_0 [0.0047(2 - \log(\frac{f}{\sigma}))^{4.1}] \quad (2.22)$$

$$Re(\tilde{\Gamma}(w)) = 0.0069 \frac{w}{c_0} [2 - \log(\frac{f}{\sigma})^{4.1}] \quad (2.23)$$

$$Im(\tilde{\Gamma}(w)) = \frac{w}{c_0} [1 + 0.0004(2 - \log(\frac{f}{\sigma}))^{6.2}] \quad (2.24)$$

La partie réelle de la constante de propagation complexe $\tilde{\Gamma}$ est la constante de phase d'atténuation [*Neper/m*] et sa partie imaginaire est la constante de phase [*rad/m*].

- **Modèles analytiques**

Dans le but de proposer des modèles simples, les modèles analytiques permettent de décrire la propagation dans des pores ayant des formes élémentaires : cercle, rectangle, triangle et fente. On note principalement le modèle proposé par **Zwikker-Kosten** qui considère des pores avec une section circulaire, ce modèle donne les expressions de la masse volumique effective $\tilde{\rho}_{eq}(w)$ et l'incompressibilité volumique effective $\tilde{K}_{eq}(w)$ [3].

- **Modèles semi-phénoménologiques**

Les modèles semi-phénoménologiques sont basés sur des observations de l'évolution des propriétés acoustiques (absorption et transmission) en fonction de celles non acoustiques. Les tendances sont observées dans les régions des basses et hautes fréquences.

Les modèles semi-phénoménologiques sont décrits par la masse volumique complexe $\tilde{\rho}_{eq}$ et l'incompressibilité volumique effective \tilde{K}_{eq} .

Le modèle **Johnson-Dashen** propose une description des échanges visqueux et inertiels dans la micro-structure des matériaux poreux. Il est à souligner que dans ce modèle le squelette est considéré rigide et la géométrie des pores est pratiquement arbitraire. La masse volumique effective $\tilde{\rho}_{eq}(w)$ a pour expression [28] :

$$\tilde{\rho}_{eq}(w) = \rho_0 \alpha_\infty (1 + \tilde{G}(w) \frac{\sigma \phi}{j w \rho_0 \alpha_\infty}) \quad (2.25)$$

On considère les paramètres non acoustiques du matériau poreux ; la porosité ϕ , la résistivité σ , la tortuosité α_∞ et la longueur caractéristique visqueuse Λ . L'expression de la fonction complexe $\tilde{G}(w)$ est la suivante :

$$\tilde{G}(w) = \sqrt{1 + j \frac{4 \alpha_\infty \eta_0 \rho_0 w}{(\sigma \Lambda \phi)^2}} \quad (2.26)$$

Avec η_0 est la viscosité du fluide saturant et ρ_0 sa masse volumique.

Le modèle **Johnson-Champoux-Allard JCA** prend en considération les échanges thermiques entre les frontières des différentes couches du fluide, et également l'effet visqueux de la micro géométrie des pores. Ce modèle propose une expression du module de compressibilité volumique complexe $\tilde{K}_{eq}(w)$ (équation 2.27) pour inclure l'effet thermique dans le modèle de Johnson-Dashen en considérant la longueur caractéristique thermique Λ' et le nombre de Prandtl Pr_0 .

$$\tilde{K}_{eq}(w) = \frac{\gamma_0 Pr_0}{\phi[\gamma_0 - (\gamma_0 - 1)(1 - j\tilde{G}'(w, Pr_0)\frac{8\eta_0}{\rho_0 Pr_0 w \Lambda'^2})]} \quad (2.27)$$

$$\tilde{G}'(w, Pr_0) = \sqrt{1 + j\frac{\rho_0 Pr_0 w \Lambda'^2}{16\eta_0}} \quad (2.28)$$

Ainsi le modèle JCA inclut les deux longueurs caractéristiques visqueuse et thermique (Λ, Λ') et trois autres paramètres physiques : ϕ , σ , α_∞ .

Le troisième modèle semi-phénoménologique est celui de **Johnson-Champoux-Allard-Lafarge**. Ce modèle ajoute un raffinement au modèle précédent JCA en introduisant un nouveau paramètre : la perméabilité thermique statique q_t (équation 2.29). Ce paramètre caractérise les échanges thermiques entre les deux phases solide et fluide en basses fréquences. Il est à noter que les deux derniers modèles ainsi présentés dérivent de la théorie de M.A. Biot.

$$\tilde{K}_{eq}(w) = \frac{\gamma_0 Pr_0}{\phi[\gamma_0 - (\gamma_0 - 1)(1 - j\tilde{G}'(w, Pr_0)\frac{\phi\eta_0}{q_t\rho_0 Pr_0 w})]} \quad (2.29)$$

$$\tilde{G}'(w, Pr_0) = \sqrt{1 + j\frac{4\rho_0 Pr_0 w q_t^2}{\eta_0 \Gamma'^2 \phi^2}} \quad (2.30)$$

On distingue plusieurs travaux de recherche étudiant la propagation des ondes acoustiques dans les matériaux poreux. Les travaux de M.A. Biot (théorie développée en géophysique) sont les plus reconnus (1956). Ils introduisent un modèle de propagation élastique qui tient en considération le couplage élastique, inertiel et visqueux entre les deux phases fluide et solide des matériaux poreux. Dans ce modèle, le milieu est considéré poroélastique, avec les frictions visqueuses entre les phases solide et fluide. Il faut noter que la théorie de Biot a été développée dans le cas d'un liquide (phase fluide). Par conséquent, l'effet thermoélastique est négligé dans le phénomène de la propagation. Le classement des modèles proposés selon les propriétés mécaniques du squelette comporte les trois modèles qu'on va présenter par la suite.

• Modèle élastique

On reconnaît le comportement élastique d'un matériau poreux avec le module de compressibilité à vide. Si ce module est de même ordre de grandeur que celui de la phase fluide alors le matériau est considéré élastique. Par conséquent, l'excitation acoustique va induire des

vibrations au niveau du squelette. On distingue la propagation des ondes de cisaillement dans la phase solide du poreux et les ondes de compression dans les deux phases solide et fluide. En développant les relations d'équilibre entre ces deux phases solide et fluide, on remonte aux équations de Biot adaptées au comportement élastique avec une formulation (p, u_s) . Les deux équations 2.31 et 2.32 sont appelées respectivement **l'équation élastodynamique** et **l'équation d'Helmholtz** [11].

$$\tilde{\mu}\nabla^2 u_s + (\tilde{\lambda} + \tilde{\mu})\nabla\nabla \cdot u_s + w^2 \rho_s u_s = -\tilde{\gamma}p \quad (2.31)$$

$$\Delta p + w^2 \frac{\tilde{\rho}_{eq}}{\tilde{K}_{eq}} p = w^2 \tilde{\gamma} \tilde{\rho}_{eq} \nabla \cdot u_s \quad (2.32)$$

$\tilde{\lambda}$ et $\tilde{\mu}$ coefficients de Lamé effectifs de la phase solide,
 $\tilde{\gamma}$ coefficient de couplage entre les deux phases solide et fluide,
 ρ_s masse volumique effective de la phase solide,
 ρ_{eq} masse volumique équivalente du matériau poreux,
 $\tilde{\gamma}$ coefficient de couplage fluide-solide,
 \tilde{K}_{eq} incompressibilité volumique équivalente effective.

En conclusion, le modèle élastique, ainsi décrit, est un modèle généralisé. Il est à noter qu'il nécessite neuf paramètres pour décrire la propagation dans le matériau poreux.

• Modèle rigide

L'hypothèse du modèle rigide postule que le squelette du matériau poreux demeure immobile et indéformable sous l'effet d'une excitation acoustique. Par conséquent, les vecteurs déplacement u_s et contrainte σ sont dans ce cas nuls. En adoptant une formulation (p, u_s) , l'équation de propagation d'onde dans le cas du modèle rigide devient :

$$\Delta p + w^2 \frac{\tilde{\rho}_{eq}}{\tilde{K}_{eq}} p = 0 \quad (2.33)$$

• Modèle souple (fluide équivalent)

Le modèle du fluide équivalent présente une formulation pour la masse volumique dynamique équivalente qui prend en considération les échanges visqueux et thermique. Dans le cas où le module de l'incompressibilité volumique du squelette à vide est pratiquement négligeable devant celui du fluide saturant, le matériau poreux a un comportement souple.

Il est à noter que pour la majorité des matériaux fibreux cette hypothèse est typiquement vérifiée. L'équation d'onde 2.34 qui découle des équations de Biot adaptées au cas du comportement souple a pour expression : [3]

$$\Delta p + w^2 \frac{\tilde{\rho}_l}{\tilde{K}_{eq}} p = 0 \quad (2.34)$$

$\tilde{\rho}_l$ est la masse volumique effective, explicitement :

$$\tilde{\rho}_l = \frac{\tilde{\rho}_{eq} \tilde{\rho}_s}{\tilde{\rho}_{eq} \tilde{\gamma}^2 + \tilde{\rho}_s} \quad (2.35)$$

En conclusion, la modélisation des matériaux poreux nécessite dans un premier lieu de choisir un modèle correspondant à la géométrie des pores en adoptant des hypothèses sur leurs morphologies et dans un second lieu, il faut préciser des hypothèses sur les propriétés mécaniques du squelette afin de choisir convenablement un modèle relatif aux hypothèses définies.

2.4 Traitements acoustiques en automobile

2.4.1 Caractérisation des sources de bruit

Il existe de nombreuses sources de bruit à l'intérieur d'un véhicule : groupe motopropulseur, contact des roues au sol, freins, bruit aérodynamique... Ces types de bruit généré par ces sources couvrent une large bande fréquentielle. En effet, le bruit indésirable des voitures est divisé en trois zones de fréquences :

- Basses fréquences : on spécifie la bande 50 Hz à 500 Hz, le bruit dans cette zone est dominé par le bruit solidien. Il concerne des excitations vibratoires transmises aux panneaux à travers une variété de chemins de transfert, par conséquent, ces panneaux rayonnent dans la cabine des passagers.
- Moyennes fréquences : c'est une bande de fréquences entre 500 Hz et 2 kHz.
- Hautes fréquences : Ce sont les fréquences au-dessus de 2 kHz, les principales sources de bruit sont de nature aérienne. La transmission de vibrations aux panneaux latéraux se fait à travers les chemins de transfert du bruit aérien [38].

Les sources majeures du bruit de passage des véhicules modernes viennent principalement des roues (55 %), du groupe motopropulseur (moteur, transmission, arbres de transmission, différentiels) (31 %), du système d'entrée d'air (3 %) et du système d'échappement (55 %) [37].

2.4.2 Endroits de placement : Absorption - Isolation

Il existe plusieurs endroits de placement des matériaux absorbants intégrés à l'intérieur de la cabine des passagers d'une voiture : par exemple au-dessus de la garniture de toit, derrière les panneaux de finition des portes, et en dessous du tapis. D'un autre côté, il existe également d'autres traitements appliqués dans le compartiment moteur et dans l'emplacement des roues qui favorisent l'isolation. En ce qui concerne le compartiment moteur, on note la présence des panneaux appliqués dans chaque côté du moteur (panneaux supérieur et inférieur, revêtement du système d'échappement) [22].

Les traitements acoustiques de finition appliqués à l'intérieur de la voiture favorisent deux fonctions acoustiques : l'isolation ou/et l'absorption. Le choix de la fonction à favoriser dépend de la cartographie sonore du véhicule et de l'espace offert pour appliquer ces traitements de finition. Dans chaque endroit dans la cabine des passagers, on favorise une fonction acoustique plus que l'autre où les deux à la fois.

En conséquence, ces traitements acoustiques dépendent considérablement de la finalité d'application. En effet, la présence des fuites et d'ouvertures dans le compartiment moteur imposent que les traitements appliqués favorisent l'absorption plus que l'isolation du bruit. Dans le cas où il n'y a pas des ouvertures, c'est l'isolation sonore qui est la fonction la plus prépondérante dans la conception des traitements. En conclusion, dans ce projet de recherche, on va concevoir des traitements acoustiques qui favorisent l'absorption, vu l'importance du nombre d'ouvertures dans le compartiment moteur de la motoneige.

Il faut noter que l'espace offert pour intégrer un traitement acoustique de finition à l'intérieur du compartiment des passagers est de l'ordre de 20 à 25 (mm), il faut que toutes les couches constituant ce traitement partagent cet espace. Les endroits les plus comprimés dans les panneaux de finition sont les endroits les plus proches des trous (câbles, fixations).

Dans ce qui suit, on présente des exemples concrets de l'emplacement des traitements utilisés en automobile. A l'intérieur du compartiment des passagers, l'isolation sonore est pratiquement favorisée pour les tabliers (figure 2.12), tandis que l'absorption est recherchée pour les tapis et dans les revêtements du sol (parties proches des pieds et du tunnel).

L'absorption est prédominante dans les traitements des fauteuils et dans les panneaux derrières du sol.

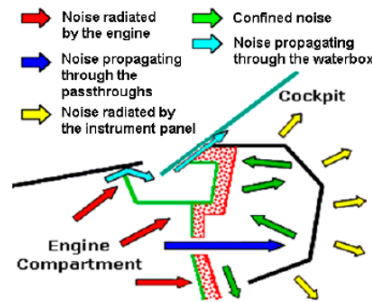


Figure 2.12 Chemins de transfert du bruit à travers le tablier [22]

2.4.3 Performances des traitements acoustiques

Les performances des traitements acoustiques dépendent généralement de deux paramètres : l'épaisseur et la résistance à l'écoulement (définie dans la section 3.2.1). Un matériau absorbant épais a une meilleure efficacité d'absorption jusqu'à une certaine limite d'épaisseur. Il est notable que les matériaux moins épais nécessitent une grande résistance à l'écoulement pour atteindre une bonne absorption en basses fréquences. Puisque, la dissipation de l'énergie acoustique à l'intérieur du matériau est nécessaire pour réduire le niveau du bruit. Dans le cas où le matériau absorbant est proche d'une paroi rigide (vitesse particulaire nulle), il devient inefficace, c'est pour cette raison qu'il faut appliquer un gap d'air en amont du traitement [52].

Deux méthodes sont distinguées pour augmenter la résistance à l'écoulement d'un matériau absorbant : la première est l'ajout d'un écran résistif ou un film sans ajouter plus de masse ou plus d'épaisseur. D'autre part, il est possible d'atteindre cet objectif en augmentant la densité de surface du matériau. En revanche, cette solution pénalise en cas des applications en automobile parce qu'on rajoute de la masse (coût) et on augmente la consommation du moteur du véhicule [38].

- **Concept masse - ressort**

L'isolation dans les traitements acoustiques en automobile est obtenue par un système masse-ressort (tableau 2.1), la masse est représentée par un panneau de densité supérieure (masse lourde) et le ressort est formé par un matériau poreux (fibre, mousse ou feutre).

La perte par insertion de ce concept augmente avec la fréquence d'une manière générale. Cependant, il est à noter qu'il existe une fréquence de résonance de ce système isolant dans

Heavy Mass
Absorber
Frame

Tableau 2.1 Concept masse-ressort

laquelle la transmission des vibrations de l'absorbant au panneau se fait d'une manière efficace. Par conséquent, le traitement isolant devient médiocre dans la région de cette fréquence, dans ce cas la perte par insertion est négative.

La fréquence de résonance dépend principalement de deux paramètres :

- La masse du système isolant : quand le traitement isolant est lourd, cette fréquence est située dans la bande des basses fréquences.
- La raideur du matériau absorbant : pour une grande raideur de l'absorbant, la fréquence de résonance est située dans la bande des fréquences élevées.

Dans le but d'améliorer les performances de ce traitement, le concept suivant est proposé.

• **Concept Absorbant - Masse - Absorbant**

L'inconvénient majeur du concept précédent est l'ajout de masse du traitement. L'amélioration de ce concept consiste à diminuer la masse lourde du panneau. Cependant, il existe une limite physique de la masse réduite au-delà de laquelle le traitement acoustique devient inefficace, ce qui dégrade le confort acoustique à l'intérieur du véhicule.

En conséquence, le concept Absorbant-Masse-Absorbant (tableau 2.2) est utilisé dans le but d'optimiser l'isolation sonore tout en gardant les mêmes performances en confort acoustique. Cette solution consiste à rajouter une couche d'un matériau absorbant (cellulaire ou fibreux) au-dessus du système masse-ressort. Il est à noter que dans la plupart des cas, le rajout de la couche d'absorbant en dessus du système masse-ressort mène à une réduction de la perte par insertion du traitement. En effet, les ondes de flexions à l'intérieur du panneau du traitement acoustique (masse) transmettent les vibrations à la couche d'absorbant (en-dessus) d'une manière efficace, par conséquent cette couche d'absorbant rayonne du bruit.

Absorber 1
Heavy Mass
Absorber 2
Frame

Tableau 2.2 Concept Absorbant-Masse-Absorbant

2.4.4 Exemples de concepts allégés

Dans le but de réduire la masse des traitements appliqués dans la cabine des passagers des voitures, des concepts allégés sont utilisés. Le défi actuel est d'atteindre un niveau de bruit optimisé avec une masse minimale du traitement à appliquer. Il existe de plus en plus de limitations sur le poids total des traitements en automobile. C'est dans cette perspective que les concepts d'allègement émergent, on présente dans ce qui suit des exemples de concepts allégés qu'on retrouve dans le domaine de l'automobile.

- **Concepts allégés à 4 ou 3 couches**

Les concepts allégés à 4 ou 3 couches sont appliqués dans le compartiment moteur comme une alternative au concept biperméable allégé. Le concept allégé à 4 couches est développé avec une couche d'un matériau non tissé dans sa partie supérieure et qui a une haute résistivité. Ce concept donne une meilleure performance acoustique tout en réduisant le poids total du traitement.

Il est à signaler que le fait d'enlever la couche du matériau non-tissé en-dessus permet d'obtenir le concept allégé à 3 couches. Cependant, ce concept dégrade la performance en absorption dans les moyennes fréquences. Pour dépasser cette limitation, on utilise une mousse ayant une haute tortuosité. En effet, cette mousse permet de dissiper efficacement l'énergie acoustique à l'intérieur du traitement, il en résulte une meilleure absorption sonore [22].

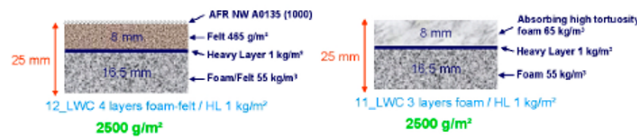


Figure 2.13 Concept allégé à 4 ou 3 couches [22]

- **Concepts allégés : mousse-feutre hybride à 4 ou 3 couches**

L'avantage majeur de ce concept est l'interpénétration de l'interface mousse-feutre comprimée pendant le processus de mise en forme (injection). La résistivité du feutre comprimé permet d'optimiser les performances en moyennes fréquences, tandis que les performances en hautes fréquences sont améliorées par l'interface mousse-feutre.

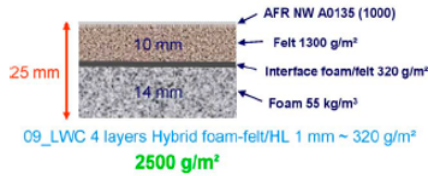


Figure 2.14 Concept allégés : mousse-feutre hybride à 4 ou 3 couches [22]

• Concept bi-perméable

Le comportement acoustique de ce concept est basé sur les différences des perméabilités entre les deux couches superposées. La première couche du feutre permet d'atteindre relativement une meilleure absorption, mais il ne permet pas d'avoir une isolation consistante. Pour améliorer son comportement acoustique, une légère masse (moins de 100 g/m^2) est ajoutée entre les deux couches, et le résultat obtenu est une légère amélioration de sa capacité en isolation en hautes fréquences.

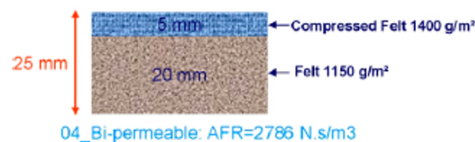


Figure 2.15 Concept bi-perméable [22]

2.4.5 Concepts développés pour la protection contre la chaleur : compartiment moteur

Il existe plusieurs solutions qui permettent de protéger les traitements isolants contre les hautes températures dans le compartiment moteur. Les trois solutions proposées en automobile sont présentées dans la figure 2.16.

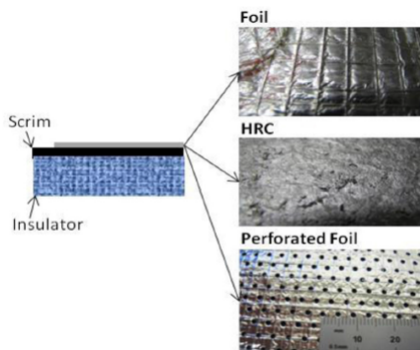


Figure 2.16 Différents types du film d'Aluminium [17]

La solution de l'application d'une feuille d'aluminium (figure 2.17) a les inconvénients suivants :

- Dégradation de la capacité du traitement absorbant,
- Difficulté de l'appliquer sur des pièces en formes complexes 3D,
- Coût et masse élevés.

Pour dépasser la limitation de la dégradation du traitement, une feuille d'aluminium perforée est pratiquement utilisée. Cette feuille permet bien entendu d'atteindre une meilleure absorption (présence des perforations) tout en assurant la protection thermique recherchée.

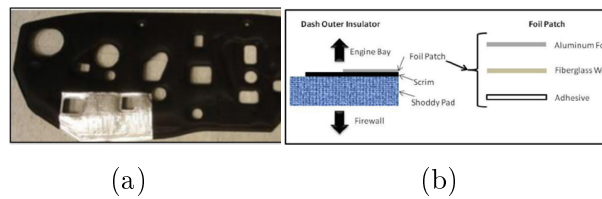


Figure 2.17 (a) Échantillon du concept "Foil patch", (b) illustration du concept "Foil Patch" [17]

Le troisième concept développé par l'entreprise Honda "Heat Reflective Coating HRC" en 2014 permet de remplacer la solution du film perforé. Ce traitement assure la réflexion de la chaleur du compartiment moteur et permet d'absorber le bruit par le traitement absorbant appliqué en dessous du film (figure 2.18).

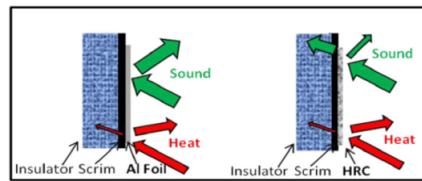


Figure 2.18 Le concept HRC maintient la performance en absorption en comparaison avec le film d'aluminium classique [17]

La performance de la fonction d'isolation thermique assurée par le concept HRC dépend de l'épaisseur du film. Il est notable que le traitement HRC a une surface aqueuse, ceci dans le but de pouvoir l'adapter à l'environnement chaud où il est appliqué.

Il est à signaler qu'avec un minimum d'épaisseur du film, le concept HRC n'a pas typiquement d'influence sur l'onde acoustique en interaction avec le matériau absorbant. Par conséquent, ce concept permet d'atteindre une meilleure absorption en moyenne et haute fréquences (présence du gap d'air). Cependant, pour une épaisseur excessive du film HRC,

ce dernier devient imperméable et se comporte comme une barrière e favorisant la réflexion totale des ondes acoustiques.

Dans ce chapitre 2, les techniques et les méthodes de mesures des propriétés acoustiques des matériaux poreux ainsi que les principaux modèles de ces matériaux sont présentés. En outre, les concepts existant dans la littérature des traitements acoustiques visant la réduction du bruit global des véhicules ont été présentés.

En conclusion, en se basant sur la revue de littérature ainsi détaillée, la conception des traitements acoustiques améliorés du compartiment moteur de la motoneige va principalement favoriser la fonction d'absorption sonore à cause de la présence des fuites dans l'environnement du compartiment moteur. D'autre part, les épaisseurs des traitements à concevoir vont dépendre de l'encombrement contraint dans le compartiment moteur et proche de la ligne d'échappement.

CHAPITRE 3

BASE DE DONNÉES DES MATÉRIAUX ACOUSTIQUES

Dans ce chapitre, une base de données des matériaux acoustiques classiques est développée dans le but de déterminer leurs propriétés physique et mécanique. Les propriétés non acoustiques de ces matériaux vont constituer des entrées pour la simulation des nouveaux concepts à développer sur le code NOVA. La détermination de ces propriétés non acoustiques est effectuée en adoptant le modèle du fluide équivalent de Johnson-Champoux-Allard JCA. Les propriétés mécaniques sont également déterminées à l'aide du montage QMA.

3.1 Généralités

Il est indispensable de calibrer le système d'acquisition et vérifier la présence de certaines anomalies avant d'entamer des mesures dans le tube d'impédance. D'autre part, il faut vérifier les conditions dans le laboratoire durant les mesures : température, pression atmosphérique et humidité relative.

La caractérisation des matériaux acoustiques nécessite de prendre plusieurs échantillons du matériau à caractériser pour assurer une répétitivité des mesures. Ce qui permet bien entendu de maîtriser l'erreur de mesure.

Le tableau suivant présente les caractéristiques des tubes d'impédance qui sont disponibles au laboratoire LCMA :

Caractéristiques	Tube 1	Tube 2
Diamètre (mm)	44.5	100
Fréquence de mise en marche (Hz)	300	300
Fréquence de coupure (Hz)	4100	1600

Tableau 3.1 Propriétés des tubes d'impédance utilisés pour les mesures

Il faut noter qu'il existe des échantillons qui présentent une hétérogénéité dans leurs microstructures et ayant des conditions de montage spécifiques dans les appareils de mesures. Par conséquent, les échantillons testés présentent une certaine variabilité en termes des performances acoustiques.

3.1.1 Finalités de la base de données

La caractérisation des matériaux acoustiques classiques permet pratiquement d'alimenter une base de données pour les logiciels de simulation et d'optimisation, dans le but d'orienter la conception des configurations conceptuelles en contrôle passif du bruit. D'autre part, la base de donnée permet également de développer des méthodes et des équipements efficaces pour la caractérisation des matériaux poreux (cellulaire et fibreux).

Ainsi, il est primordial de déterminer les propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés avec une meilleure méthode en prenant en considération les bonnes pratiques de mesure. En effet, ces propriétés non acoustiques seront les entrées principales du développement des modèles des traitements acoustiques et de la prédiction de leurs performances.

Il existe plusieurs défis dans la mise en pratique de la mesure de caractérisation :

- Les échantillons des matériaux caractérisés ne sont pas parfaits après le découpage,
- Difficultés relatives à la préparation des échantillons à caractériser,
- Les conditions et les hypothèses des méthodes de mesure et des standards.

3.1.2 Paramètres influant sur la mesure en tube d'impédance

Il existe plusieurs paramètres qui influent sur la mesure en tube d'impédance. Il est indispensable de prendre en considération le comportement élastique du matériau à caractériser, parce qu'il influe sur les conditions de montage dans le tube. En effet, la présence des fuites des parois latérales du tube provoque des changements remarquables dans la mesure de la perte par transmission de l'échantillon. D'autre part, les conditions d'interface entre les couches des échantillons à caractériser ont une influence sur la mesure, on cite à titre d'exemple le collage total ou partiel des échantillons.

3.2 Méthodes de caractérisation

On distingue trois méthodes de caractérisation des matériaux acoustiques : méthode directe, méthode inverse et la méthode indirecte.

3.2.1 Méthode directe

L'objectif de la méthode directe est de déterminer les propriétés non acoustiques du matériau à caractériser. La démarche consiste dans un premier lieu, à déterminer la porosité ϕ du matériau et sa résistance à l'écoulement σ et ensuite mesurer l'absorption du matériau dans le tube d'impédance (coefficient d'absorption α).

La caractérisation des matériaux acoustiques par la méthode directe nécessite les étapes fondamentales suivantes :

- **Préparation des échantillons**

Dans un premier lieu, il faut préparer les échantillons à caractériser. Cette étape consiste à découper des échantillons en différentes tailles, la découpe va être parfaite en utilisant le jet d'eau.

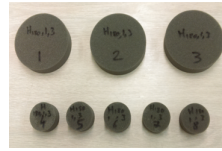


Figure 3.1 Exemple des échantillons découpés pour la caractérisation

La prochaine étape après la découpe des échantillons consiste à effectuer une inspection visuelle et noter les défauts de fabrication (cavité d'air), de la découpe ou d'une épaisseur non homogène (échantillons écrasés). Il faut mesurer les épaisseurs des différentes échantillons après avoir corrigé les défauts ainsi mentionnés.

- **Mesure de la porosité ϕ et de la masse volumique ρ**

La porosité est le rapport entre le volume de la phase fluide V_f et le volume total V_t de l'échantillon du matériau poreux.

$$\phi = \frac{V_f}{V_t} = 1 - \frac{V_s}{V_t} \quad (3.1)$$

V_s volume de la phase solide.

La méthode de mesure utilisée au LCMA est basée sur **la loi des gaz parfaits**. La mesure est effectuée en assurant un processus isothermique. Le porosimètre est le banc de test utilisé, et qui se constitue d'une pompe à vide, gaz (argon), d'un capteur

de pression dans une chambre à vide et d'une balance pour la mesure du poids du cylindre dans les 4 états de mesure qui sont présentés dans la figure suivante :

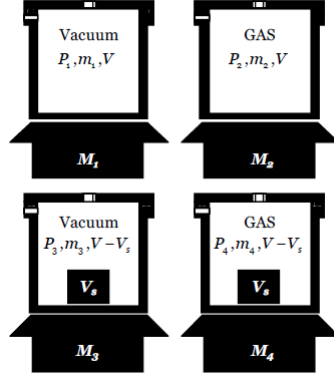


Figure 3.2 États de mesures dans le cylindre (mesure de la porosité et de la masse volumique) [43]

Les états de mesure présentés permettent de déduire la porosité et la masse volumique de l'échantillon. On déduit la porosité ϕ et la masse volumique ρ_1 par les deux équations suivantes :

$$\phi = 1 - \frac{RT}{V_t} \left(\frac{m_2 - m_1}{P_2 - P_1} - \frac{m_4 - m_3}{P_4 - P_3} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho_1 = \frac{m_3 - m_1}{V_t} \quad (3.3)$$

• Mesure de la résistivité statique σ

La résistivité statique gouverne le comportement en basses fréquences des matériaux acoustiques à porosité ouverte. Par définition, elle est la limite, quand le flux tend vers zéro, de la différence de la pression à travers l'échantillon divisée par son épaisseur et la vitesse du flux qui le traverse.

$$\sigma = \frac{\Delta P}{\nu} \frac{1}{h} \quad [Ns/m^4 \text{ ou } MKS \text{ Rayls}/m] \quad (3.4)$$

Le résistivimètre permet de mesurer la résistance à l'écoulement, cette mesure est décrite dans la norme ASTM C522 [16]. Il est à noter que la présence des fuites sur les frontières de l'échantillon constitue une erreur de mesure, c'est pour cette raison qu'il faut contrôler ces fuites en appliquant les joints adéquats.

- **Mesure de la tortuosité α_∞**

C'est la longueur effective du chemin parcouru par l'onde acoustique à travers le matériau (figure 3.3) [36]. Ce paramètre est mesuré en utilisant le tortuosimètre.

$$\alpha_\infty = \left(\frac{L'}{L}\right)^2 \quad , \quad \alpha_\infty \geq 1 \quad (3.5)$$

L' Longueur parcourue à travers le matériau, L Longueur parcourue dans l'air.

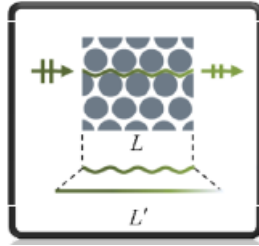


Figure 3.3 Illustration des 2 longueurs parcourues par l'onde acoustique : L' à travers le matériau poreux et L dans l'air [36]

La longueur moyenne parcourue par une onde à l'intérieur d'un matériau poreux n'est pas égale pratiquement à son épaisseur, parce que la géométrie des pores est plus complexe. Par conséquent, l'onde traverse le matériau avec une longueur moyenne plus longue. Ce paramètre est supérieur à l'unité, la tortuosité peut être supérieur à 2 pour des matériaux peu réticulés.

- **Longueur Caractéristique Thermique LCT Λ'**

La longueur caractéristique thermique Λ' décrit les effets de la dissipation en moyennes et hautes fréquences. Elle a l'ordre de grandeur des grandes cellules, ceci quand les pertes thermiques dominent celles visqueuses. La formule suivante donne son expression : [36]

$$\Lambda' = 2 \frac{\int_{V_f} dV}{\int_{\Gamma} dS} \quad (3.6)$$

V_f volume poreux, Γ surface frontière fluide-squelette du pore et v vitesse particulière du fluide dans les pores.

- **Longueur Caractéristique Visqueuse LCV Λ**

La longueur caractéristique visqueuse décrit les effets de la dissipation en moyennes et hautes fréquences. Dans la morphologie microscopique des matériaux poreux, cette longueur a l'ordre de grandeur des cellules de taille petite. Ceci quand les pertes visqueuses dominent celles thermiques. La figure suivante illustre ces longueurs caractéristiques.

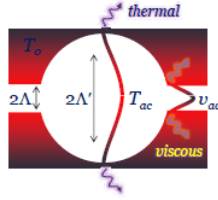


Figure 3.4 Illustration des longueurs caractéristiques visqueuse et thermique [36]

La formule suivante donne son expression : [36]

$$\Lambda = 2 \frac{\int_{V_f} v^2 dV}{\int_{\Gamma} v^2 dS} \quad , \quad \Lambda \leq \Lambda' \quad (3.7)$$

Ainsi, les deux longueurs caractéristiques visqueuse et thermique caractérisent intrinsèquement le squelette du matériau poreux. On note la présence des techniques avancées permettant de mesurer la longueur thermique. Ces longueurs sont nécessaires pour la caractérisation des matériaux de la base de données. Puisqu'il est pratiquement difficile de mesurer directement ces deux longueurs, on fait appel à la mesure en tube d'impédance en utilisant la méthode inverse 3.2.2.

- **Mesure des propriétés élastiques (E, ν, η)**

Les matériaux poreux sont généralement non isotropiques, ils sont caractérisés par des propriétés dans toutes les directions. Ces propriétés sont dépendantes de la fréquence d'excitation de l'échantillon, ce qui nécessite une mesure en dynamique. Dans ce qui suit, on présente la méthode quasi-statique utilisée au laboratoire LCMA.

La méthode de mesure utilisée au LCMA est basée sur le test de compression en utilisant deux disques couvrant l'échantillon à caractériser [30].

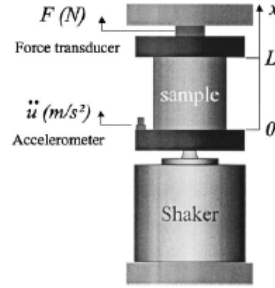


Figure 3.5 Montage de mesure sur "Quasi-static Mechanical Analyzer QMA" [30]

Il faut noter qu'il faut utiliser au minimum deux échantillons ayant deux facteurs de formes s différents ($s = \frac{R}{2L}$, R est le rayon de l'échantillon et L est son épaisseur). Le test de compression permet de déduire l'impédance mécanique de l'échantillon Z .

A partir de ce test, on remonte aux propriétés élastiques du matériau : Module de Young E , Coefficient de Poisson ν et le coefficient d'amortissement η .

3.2.2 Méthode inverse

La méthode inverse consiste à déterminer les paramètres non-acoustiques à partir des mesures en tube d'impédance. La méthode inverse est basée sur un processus d'optimisation, qui permet d'ajuster les paramètres du modèle théorique JCA pour retrouver ceux de la mesure dans le tube d'impédance. Le schéma suivant permet d'illustrer les différentes étapes des deux méthodes inverse et directe [8] :

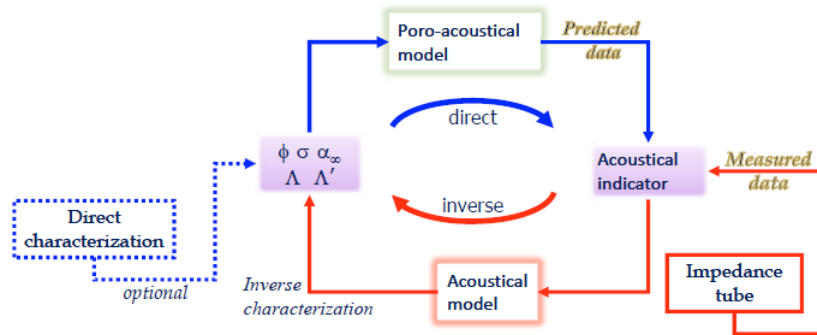


Figure 3.6 Étapes des deux méthodes inverse et directe [36]

Pour obtenir une représentation de la physique du phénomène d'absorption à travers toute la bande de fréquence couverte par le tube d'impédance, il est important d'appliquer une cavité adéquate dans la mesure de caractérisation.

A partir de ces résultats expérimentaux, le logiciel Foam-X [1] permet de remonter aux longueurs caractéristiques visqueuse Λ , thermique Λ' et à la tortuosité du matériau α_∞ . L'approche du logiciel Foam-X consiste à minimiser l'erreur entre la courbe expérimentale obtenue à partir de la caractérisation en tube d'impédance et la courbe numérique (paramètres optimaux). Il est à noter qu'il n'y a pas de physique dans l'approche de la méthode inverse (détermination des paramètres par optimisation).

Le processus d'optimisation consiste à optimiser la fonction coût suivante :

$$\chi^2(a) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{(\phi_i - \phi(w_i, a))^2}{\sigma_i^2} \right] \quad (3.8)$$

ϕ_i résultats de la mesure, $\phi(w_i, a)$ résultats de la prédiction, et $a = \{\alpha_\infty, \Lambda, \Lambda'\}$

Il est à signaler que l'étape de la préparation des échantillons est similaire à celle de la méthode directe. D'autre part, il est pratiquement recommandé d'effectuer plusieurs mesures pour différents échantillons ayant des épaisseurs variées et avec des cavités d'air différentes afin d'obtenir des caractérisations précises. Par conséquent, le modèle d'optimisation permettra adéquatement de déduire les paramètres non acoustiques du matériau testé.

3.2.3 Méthode indirecte

La méthode indirecte se base sur les modèles JCA, JCA-Lafarge et Wilson. Elle consiste à inverser analytiquement ces modèles et en déduire les paramètres recherchés. Le paramètre déterminant dans cette méthode est la compressibilité volumique équivalente $\tilde{K}_{eq}(w)$. Lors de la mesure en tube, il est fortement recommandé de réduire les vibrations du squelette, parce que cette méthode de mesure se base sur des modèles rigide de type fluide équivalent, ceci pour des fins de précision dans la détermination des paramètres recherchés. D'autre part, ce même principe s'applique également afin de déterminer les paramètres visqueux à partir de la masse volumique équivalente $\tilde{\rho}_{eq}(w)$, qui dépend bien entendu de la fréquence.

En conclusion, les 3 méthodes ainsi présentées permettent de caractériser les matériaux poreux. Il est pratiquement recommandé d'utiliser convenablement les 3 trois méthodes. En effet, les paramètres mesurables avec précision sont déterminés avec la méthode directe (ρ, ϕ, σ), la méthode inverse permet de déduire les longueurs caractéristiques et la tortuosité. D'un autre côté, les paramètres déterminés par la méthode directe peuvent également être utilisés comme des entrées pour les méthodes inverse ou indirecte. Bref,

une combinaison de ces méthodes est fortement recommandée afin d'obtenir des résultats de caractérisation fiables.

3.3 Typologie des matériaux caractérisés et conditions de mesure

Il existe trois compagnies qui produisent les différents échantillons des matériaux testés : Woodbrdige group (WB), Swift-co et 3M. On a aussi testé des matériaux (mousses) provenant directement de BRP via un de ses fournisseurs. On note plusieurs matériaux qui ont été caractérisé dans le laboratoire LCMA, ces matériaux sont de différentes natures : matériaux absorbants (mousses et fibreux), des écrans résistifs et des masses lourdes. Les méthodes de caractérisation ainsi mentionnées sont pratiquement utiliser.

Dans la figure suivante, des échantillons des deux mousses de polyuréthane provenant de BRP (3.7a, 3.7b) et de la compagnie Woodbrdige group (WB) (3.7c, 3.7d) sont présentés :

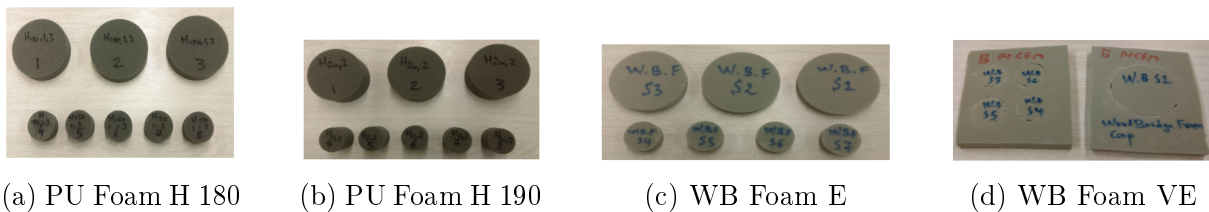


Figure 3.7 Échantillons des mousses de polyuréthane et WoodBridge caractérisées au LCMA

Les échantillons des différents matériaux caractérisés sont découpés à l'aide des couteaux de diamètres : 44.44 mm et 100 mm, ce sont les diamètres des deux tubes disponibles au LCMA. Les couteaux permettent de minimiser les compressions radiales (moins de 0.5 %). Il faut noter qu'une inspection visuelle est effectuée après la découpe des échantillons et que les conditions de mesure dans le laboratoire sont évaluées (température, pression atmosphérique et humidité relative).

Des matériaux recyclées sont également caractérisés :

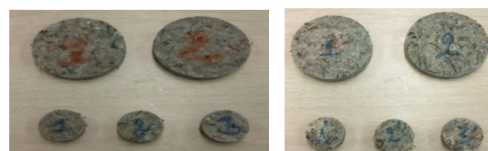


Figure 3.8 Échantillons des matériaux recyclés caractérisés

Dans le but d'assurer une meilleure capture de toute la physique derrière le coefficient d'absorption, les deux zones I et II de la figure 3.9 sont nécessaires. Cependant, la zone III est fortement recommandée pour d'atteindre une estimation crédible des paramètres non acoustiques.

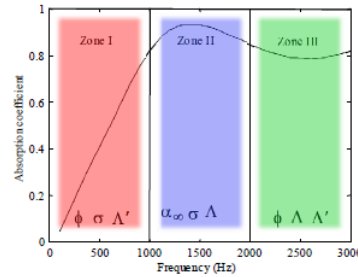


Figure 3.9 3 zones de l'évolution du coefficient d'absorption en fonction des propriétés non acoustiques [36]

La caractérisation des matériaux fibreux nécessite pratiquement un grand souci aux détails, à cause de leur souplesse. Dans les mesures en résistivimètre ou en tube d'impédance, il ne faut pas les écraser, parce qu'il s'est avéré qu'ils changent typiquement leurs propriétés non acoustiques. D'autre part, il faut s'assurer d'appliquer les joints adéquats lors de la mesure afin d'éviter la présence des fuites.



Figure 3.10 Fibres de verre et Bavelite caractérisées

Des écrans de protection sont également caractérisés (DAR Industrial Products) :



Figure 3.11 Échantillons d'un écran de protection caractérisés : "Fiber Glass Cloth" de la compagnie DAR Industrial Products

3.4 Résultats de la caractérisation

La première étape dans ce projet consiste à développer une base de données des matériaux acoustiques classiques afin de comprendre le processus de dissipation et l'impact des différents paramètres sur la performance en absorption sonore. Cette base de données est développée à l'aide des matériaux disponibles au LCMA. Pour chaque matériau caractérisé, on distingue les 5 paramètres non acoustiques à déterminer selon le modèle de Johnson-Champoux-Allard JCA ($\phi, \sigma, \alpha_\infty, \Lambda, \Lambda'$)

Les longueurs caractéristiques visqueuse et thermique sont déduites à partir de la mesure du coefficient d'absorption dans le tube d'impédance et en utilisant FOAM-X (méthode inverse).

La mousse de polyuréthane PU H 190 est caractérisée en tube d'impédance de diamètre 44.4 mm, la figure 3.12 présente le coefficient d'absorption des trois échantillons caractérisés et le modèle théorique du logiciel Foam-X (modèle JCA).

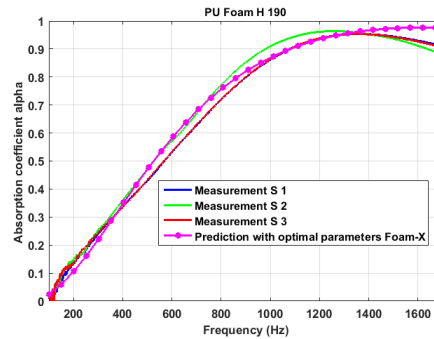


Figure 3.12 Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA

On remarque une conformité entre les deux les résultats de la mesure en tube de Kundt et le résultat théorique d'optimisation de Foam-X. Il faut noter qu'en basses fréquences, le coefficient d'absorption présente des fluctuations à cause des conditions de mesure.

La mousse de polyuréthane H 180 et la fibre de verre GWF sont également caractérisées en tube de diamètre 100 mm, la figure 3.13 montre le coefficient d'absorption pour les résultats de la mesure et de la prédiction avec le modèle JCA.

D'une manière générale, les mêmes tendances sont observables pour l'évolution du coefficient d'absorption entre les mesures expérimentales et le modèle JCA. Il faut noter également des résonances de la mousse de polyuréthane PU Foam H 180 en basses et moyennes fréquences. Cependant, la fibre de verre GWF illustre une meilleure conformité.

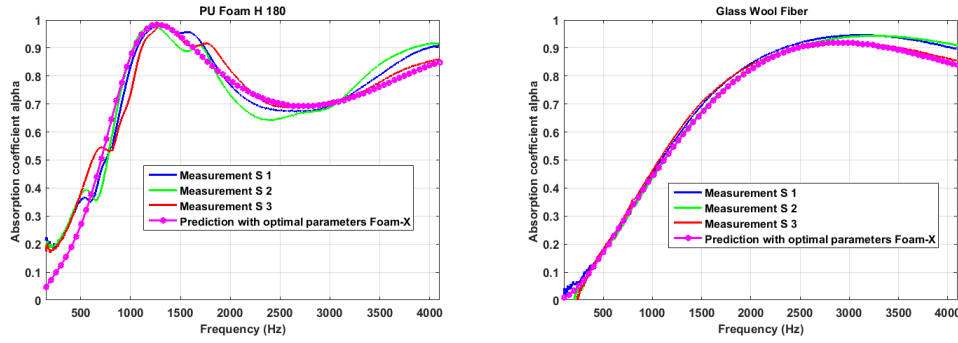


Figure 3.13 Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA

D'après la figure 3.14, le coefficient d'absorption de la fibre Baverlite est relativement faible, il ne dépasse pas pratiquement 0.4 à la fréquence du pic d'absorption. La fibre présente une résonance à la fréquence 800 Hz.

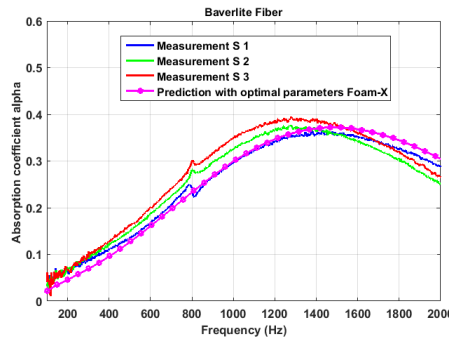


Figure 3.14 Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA : Fibre Baverlite

Il faut mentionner la non homogénéité des échantillons, on remarque des différences dans le coefficient d'absorption.

Les ondes acoustiques transportent plus d'énergie en basses fréquences, par conséquent, on note la présence des vibrations de l'échantillon et ensuite des perturbations et fluctuations en basses fréquences sur les mesures.

Les matériaux recyclés démontrent une meilleur absorption, une performance en absorption dépassant 0.8 à partir de la fréquence 1500 Hz (Shoddy SS 132 figure 3.15). Il faut noter aussi la non homogénéité entre les différents échantillons testés.

Les fibreux Swift-co 800 gsm montrent des performances moyennes en absorption (figure 3.16) avec un maximum de 0.9 à partir de la fréquence 3500 Hz. Au voisinage de 1500 Hz, on note une résonance pour les trois échantillons caractérisés. D'autre part, une divergence est

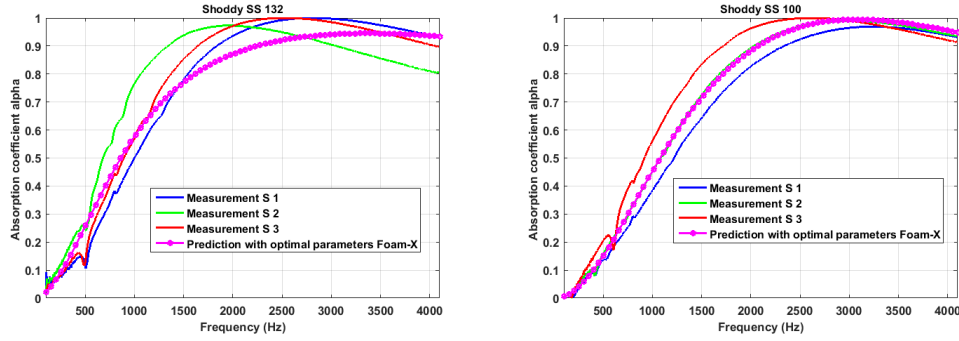


Figure 3.15 Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec le modèle JCA (échantillon de matériaux recyclés Shoddy SS 132 et SS 100)

remarquable en moyennes et hautes fréquences. La mousse Swift-co présente des meilleures performances en basses en moyennes fréquences, cependant, une diminution du coefficient d'absorption est observable entre 2000 et 3000 Hz. La performance en absorption dépasse 80 % en hautes fréquences. Dans les deux cas, il faut signaler la non homogénéité entre les différents échantillons testés.

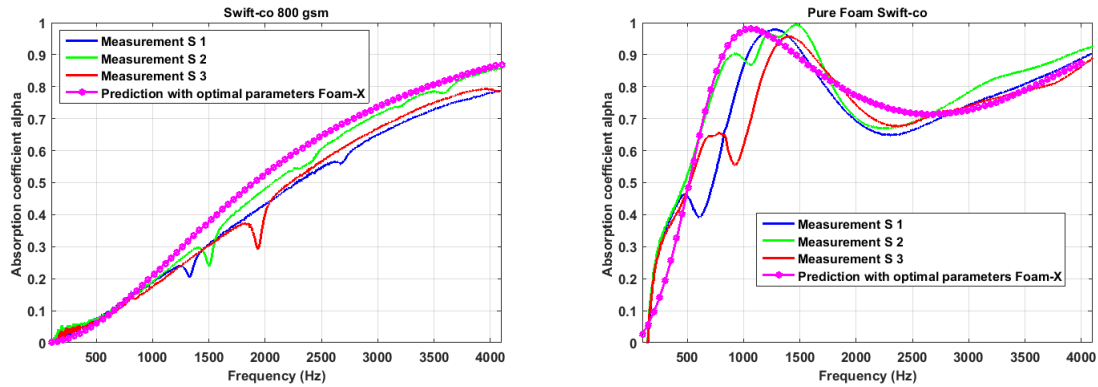


Figure 3.16 Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec la prédiction du modèle JCA : Fibre de verre Swift-co 800 gsm, Pure Foam Swift-co

D'autre part, des écrans résistifs ou de protection sont également caractérisés afin de démontrer leurs performances en absorption. La figure 3.17 présente le coefficient d'absorption de l'écran de protection : "Fiber Glass Cloth", dans une configuration avec une cavité d'épaisseur 40 mm, l'écran a une masse surfacique de 90 gsm.

Cet écran de protection a un comportement résonateur, en effet il présente une absorption maximale de 0.5 à la fréquence 2000 Hz. On remarque une légère divergence entre les mesures expérimentales et le modèle théorique avant la fréquence du pic d'absorption. Dans la bande de fréquence 2000 Hz à 4000 Hz, une convergence est notable entre les deux approches.

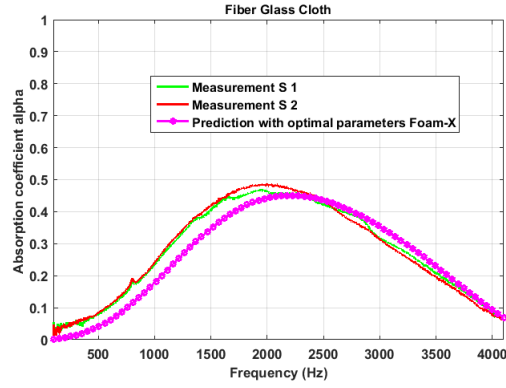


Figure 3.17 Coefficient d'absorption alpha mesuré en comparaison avec la prédiction du modèle JCA : "Fiber Glass Cloth"

Propriétés	PU foam H 190	PU foam H 180	WoodBridge Foam E	WoodBridge Foam VE	Swift-co Pure Foam
Épaisseur (10^{-3}m)	50	25	18	18	20
Masse volumique (kg/m^3)	28.55	23.4	14.17	12.61	19.39
Porosité	0.984	0.98	0.996	0.99	0.986
Résistance (N.s.m^{-4})	8160	36960	87200	1000	10500
Tortuosité	1.01	1.2	1	1.02	1
LCV (10^{-6}m)	96.6	11.23	13.9	7.7	17.2
LCT (10^{-6}m)	119.5	323.1	263	1955	314.8
Module de Young (kPa)	160.58	213.7	540.39	1242.38	225.24
Coefficient de Poisson	0.423	0.375	0.186	0.305	0.013
Coefficient d'amortissement	0.081	0.106	0.124	0.124	0.126

Tableau 3.2 Propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés au laboratoire LCMA (1-5)

Dans la suite, les résultats de la caractérisation des matériaux acoustiques caractérisés sont présentés, ainsi que les masses lourdes ou légères qui seront appliquées lors des tests de l'efficacité des "sound packages". Les résultats de caractérisation pour les mousses sont présentés dans le tableau 3.2.

D'autre part, puisque les matériaux fibreux démontrent des meilleures performances en absorption en hautes fréquences, plusieurs matériaux de ce type sont également caractérisés. Le tableau suivant présente les résultats de la caractérisation.

Propriétés	Glass Wool Fiber	Baverlite Fiber	Shoddy SS 132	Shoddy SS 100
Épaisseur (10^{-3}m)	15	14.5	15	14
Masse volumique (kg/m^3)	44.67	22.24	90.91	72.97
Porosité	0.96	0.933	0.924	0.948
Resistance statique (N.s.m^{-4})	14600	2050	32200	23100
Tortuosité	1	1	1	1
LCV (10^{-6}m)	75.5	221.9	51.1	44.4
LCT (10^{-6}m)	150.9	443.8	102.2	89.5
Module de Young (kPa)	-	-	19.55	15.2
Coefficient de Poisson	-	-	0	0
Coefficient d'amortissement	-	-	0.13	0.156

Tableau 3.3 Propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés (suite)

L'importance du poids des traitements acoustiques et son influence sur les performances du véhicule, incite à une minimisation de la densité des traitements à concevoir dans le but d'assurer les prestations du cahier de charges de la conception du prototype fonctionnel de la motoneige. Le véhicule doit obligatoirement inclure des fonctionnalités : esthétique et légèreté. Dans cette optique, les matériaux Swift-co sont proposés, le tableau suivant présente les résultats de la caractérisation de ces matériaux en plus d'autres matériaux feutres.

Propriétés	Swift-co 800 gsm	Swift-co 500 gsm	Blue Jeanious	Felt Nomex	Fiber Glass Cloth
Épaisseur (10^{-3}m)	11.07	6	25	3.25	0.1
Masse volumique (kg/m^3)	72.26	96.6	25	50	900
Porosité	0.996	0.962	0.95	0.92	0.09
Resistance statique (N.s.m^{-4})	49850	21800	10000	45000	322000
Tortuosité	1	1	1	1.5	1
LCV (10^{-6}m)	62.1	20.1	100	56	13.3
LCT (10^{-6}m)	73.6	40.2	200	12	219.2
Module de Young (kPa)	-	11.35	-	-	-
Coefficient de Poisson	-	0.05	-	-	-
Amortissement	-	0.123	-	-	-

Tableau 3.4 Propriétés physique et mécanique des matériaux caractérisés (Swift-co)

L'objectif principal d'appliquer un écran résistif en amont d'un traitement absorbant est d'améliorer la performance en absorption en basses fréquences. Les résultats obtenus à partir de la caractérisation des écrans sont présentés dans le tableau suivant :

Écrans résistifs	Écran G9	Écran 750	Écran Y 96
Épaisseur (mm)	0.4	0.9	0.9
Masse surfacique (mm)	66.2	114.5	92
Résistivité (Rayls)	47	1052	462

Tableau 3.5 Propriétés des écrans résistifs caractérisés

Dans le but d'améliorer la performance en isolation des traitements, les concepts "masse-ressort" sont largement utilisés. Le tableau 3.6 présente les propriétés des masses lourdes caractérisées. Il faut noter que le BARYMAT est un bi-couche qui se compose d'une masse lourde et d'une mousse, il faut indiquer qu'on a caractérisé juste la partie masse.

Masses Lourdes légères	Vinyl	Aluminum Foil GAUS	Alu Foil Swift-co	NX Mass	Barymat Mass	Mass Rotax 1	Mass Rotax 2
Épaisseur (mm)	0.8	0.1	0.13	0.5	1	2.25	3.2
Masse surfacique (gsm)	900.6	154.5	88	1156	4055	1549	1165

Tableau 3.6 Propriétés des masses lourdes / légères

CHAPITRE 4

CONCEPTION DES TRAITEMENTS ACOUSTIQUES

Dans ce chapitre, des nouveaux concepts des traitements acoustiques vont être développés à l'aide de l'outil de simulation NOVA [2]. Les paramètres qui influent sur leurs performances vont être également étudiés dans le but de pouvoir les optimiser. La finalité de ce chapitre est de développer la cartographie des traitements des parois du compartiment moteur de la motoneige.

4.1 Méthode des matrices de transfert TMM

Les méthodes des éléments finis FEM et d'éléments finis de frontières BEM permettent typiquement de prédire les réponses vibratoire et acoustique en basses fréquences, de différentes structures soumises à des excitations solidienne et aérienne. Cependant, dans la région des hautes fréquences, on reconnaît certaines limitations des ces méthodes prédictives, parce qu'elles conduisent à des systèmes matriciels de grandes dimensions et à des temps et des coûts de calcul prohibitifs. D'autre part, les résultats obtenus à l'aide de ces méthodes sont sensibles aux incertitudes et perturbations dans les paramètres géométriques et physiques.

La méthode TMM est basée sur la propagation d'une onde plane dans un matériau. Elle est une méthode analytique qui permet de calculer la performance les propriétés acoustiques des matériaux placés en série. Le mise en place de cette méthode est simple et elle est caractérisée par un temps de calcul réduit.

Il existe des méthodes analytiques qui permettent de prédire les coefficients de transmission et de réflexion des structures composées de différentes couches. Une de ces approches analytiques est proposée [23]. Elle concerne la propagation des ondes ultrasoniques dans des milieux multicouches en hydroacoustique et permet d'obtenir les coefficients de réflexion et de transmission. Il existe une méthode générale qui permet de modéliser les champs acoustiques dans des milieux stratifiés latéralement infinis. On note différents milieux qui sont exposés, ils sont composés de fluide (air), plaque, écran imperméable et des matériaux

poreux. Dans ces méthodes chaque milieu est représenté par une matrice de transfert élémentaire [3, 12].

Les traitements acoustiques multicouches sont divisés en différentes couches élémentaires. On prend le cas d'une couche d'épaisseur h excitée par une onde plane en incidence oblique. Une géométrie bidimensionnelle est considérée dans le plan (x_1, x_3) , à cause de la symétrie du problème étudié (figure 4.1).

Pour chaque onde qui se propage dans le milieu fini, la composante du nombre d'onde suivant l'axe x_1 est égale à la composante k_t de l'onde incidente dans l'air ayant le nombre d'onde k :

$$k_t = k \sin(\theta) \quad (4.1)$$

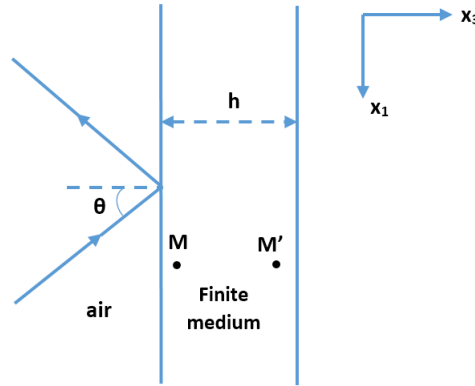


Figure 4.1 Schéma représentatif d'une couche élastique excitée avec une onde plane [3]

La propagation des ondes dans chaque couche est représentée par la formule suivante :

$$V(M) = [T]V(M') \quad (4.2)$$

M et M' sont deux points choisis à la proximité des frontières du milieu (figure 4.1).

Les deux vecteurs $V(M)$ et $V(M')$ sont composés des variables qui décrivent le champ acoustique dans un point du milieu. $[T]$ est la matrice de transfert qui dépend de l'épaisseur h et des propriétés physiques du milieu.

Dans un modèle à deux ports, le champ acoustique est complètement défini dans un point quelconque par les deux expressions de la pression acoustique en ce point \tilde{P} et la composante de la vitesse particulaire \tilde{V}_3 . Plus explicitement, l'équation 4.2 devient :

$$\begin{pmatrix} \tilde{P}(M) \\ \tilde{V}_3(M) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{P}(M') \\ \tilde{V}_3(M') \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

Il faut noter que dans le cas d'un milieu présentant une symétrie suivant son épaisseur, les éléments diagonaux de la matrice $[T]$ sont égaux et le déterminant est unitaire.

Dans ce qui suit, on présente les différentes expressions de la matrice de transfert pour certains milieux fréquemment étudiés [3].

- **Plaque élastique fine**

La matrice de transfert peut s'écrire de la façon suivante :

$$[T] = \begin{pmatrix} 1 & \tilde{Z}_P \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

Z_P représente l'impédance de surface. Si on considère une plaque de dimension finie, son expression devient :

$$\tilde{Z}_P = \frac{D}{jw} (k^4 \sin^4(\theta) - k_p^4) \quad (4.5)$$

D est la rigidité de la plaque, k_p est le nombre d'onde dans la plaque.

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \quad , \quad k_p = \sqrt{w} \sqrt{\frac{\mu}{D}} \quad (4.6)$$

En introduisant le facteur de perte η dans la rigidité de flexion, ainsi la matrice de transfert peut s'écrire de la façon suivante :

$$[T] = \begin{pmatrix} 1 & jw\mu(1 - \frac{w}{w_c} \sin^4(\theta(1 + j\eta))) \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

μ est la masse surfacique de la plaque.

• **Propagation dans un fluide**

La pression acoustique et la vitesse particulaire en amont et en aval du milieu sont reliées par les deux équations suivantes :

$$\tilde{P}(M) = \cos(kh\cos(\theta))\tilde{P}(M') - j\frac{Z\sin(kh\cos(\theta))}{\cos(\theta)}\tilde{V}_3(M') \quad (4.8)$$

$$\tilde{V}_3(M') = \cos(kh\cos(\theta))\tilde{V}_3(M') - j\frac{\cos(\theta)\sin(kh\cos(\theta))}{Z}\tilde{P}(M') \quad (4.9)$$

On déduit la matrice de transfert $[T]$:

$$[T] = \begin{pmatrix} \cos(kh\cos(\theta)) & \frac{Z\sin(kh\cos(\theta))}{\cos(\theta)} \\ \frac{\cos(\theta)\sin(kh\cos(\theta))}{Z} & \cos(kh\cos(\theta)) \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

• **Propagation dans un matériau poreux**

Dans le but d'écrire l'expression de la matrice de transfert pour une propagation dans un fluide équivalent ayant une surface S et une porosité ϕ , il est indispensable d'écrire les équations de continuité au niveau de l'interface fluide-matériau. Ces conditions s'expriment de la façon suivante :

$$\tilde{P}_- = \tilde{P}_+ \quad (4.11)$$

$$S\tilde{V}_- = \phi S\tilde{V}_+ \quad (4.12)$$

L'équation suivante permet de déduire l'expression de la matrice de transfert du matériau poreux $[T]_p$.

$$[T]_{f-p} = [T]_{p-f}^{-1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \phi \end{pmatrix} \quad (4.13)$$

On obtient l'équation reliant la matrice de transfert d'un milieu fluide et celle d'un matériau poreux $[T]_p$.

$$[T]_p = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \phi \end{pmatrix} [T]_f \frac{1}{\phi} \begin{pmatrix} \phi & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.14)$$

Ainsi, l'expression de $[T]_p$ devient :

$$[T]_p = \begin{pmatrix} \cos(k_{eq}(w)h\cos(\theta)) & \frac{Z_c \sin(k_{eq}(w)h\cos(\theta))}{\phi \cos(\theta)} \\ \frac{\cos(\theta) \sin(k_{eq}(w)h\phi \cos(\theta))}{Z_c} & \cos(k_{eq}(w)h\cos(\theta)) \end{pmatrix} \quad (4.15)$$

Dans le cas d'un multicouche, on considère un nombre N de milieux acoustiques en série. L'objectif de la méthode des matrices de transfert est de déduire le coefficient d'absorption et la perte par transmission de ce traitement multicouche à partir des matrices de transfert des couches intermédiaires. L'équation suivante montre les relations de la pression et de la vitesse entre deux couches consécutives :

$$\begin{pmatrix} p_i \\ v_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\tilde{k}_i h_i) & j\tilde{Z}_i^c \sin(\tilde{k}_i h_i) \\ j\frac{1}{\tilde{Z}_i^c} \sin(\tilde{k}_i h_i) & \cos(\tilde{k}_i h_i) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_{i+1} \\ v_{i+1} \end{pmatrix} = T_i \begin{pmatrix} p_{i+1} \\ v_{i+1} \end{pmatrix} \quad (4.16)$$

T_i matrice de transfert du milieu i , \tilde{k}_i la composante suivant l'axe x_3 du nombre d'onde complexe du milieu i ,

\tilde{Z}_i^c impédance caractéristique du milieu i .

L'équation matricielle suivante permet de remonter aux coefficients d'absorption et de transmission du traitement multicouche.

$$\begin{pmatrix} p_i \\ v_i \end{pmatrix} = T_1 \dots T_N \begin{pmatrix} p_{N+1} \\ v_{N+1} \end{pmatrix} = T_G \begin{pmatrix} p_{N+1} \\ v_{N+1} \end{pmatrix} \quad (4.17)$$

L'impédance de surface de la couche $\{i\}$ est définie par la relation suivante :

$$\tilde{Z}_i^S = \frac{\tilde{P}_i(M)}{\tilde{V}_3^i(M)} \quad (4.18)$$

En écrivant la deuxième équation de continuité et l'équation 4.16, l'expression de l'impédance de surface \tilde{Z}_i^S de la couche $\{i\}$ devient :

$$\tilde{Z}_i^S = \frac{-j\tilde{Z}_{i-1}^S \tilde{Z}_i^c \cot(k_a h) + (\tilde{Z}_i^c)^2}{\tilde{Z}_{i-1}^S - j\tilde{Z}_i^c \cot(k_a h)} \quad (4.19)$$

Pour simplifier cette expression, on considère que la couche $\{i-1\}$ correspond à un fond rigide (impédance de surface infinie).

$$\tilde{Z}_i^S = -j\tilde{Z}_i^c \cot(k_a h) \quad (4.20)$$

Dans le but d'en déduire les indicateurs de performances d'un traitement acoustique avec une incidence d'onde plane d'angle θ , le coefficient de transmission est défini par la formule suivante :

$$\tau = 4|T_{11} + \frac{T_{12}}{\rho_0 c_0} \cos(\theta) + \rho_0 c_0 \frac{T_{21}}{\cos(\theta)} + T_{22}|^{-2} \quad (4.21)$$

Avec T_{ij} sont les composantes de la matrice de transfert du traitement.

La perte par transmission aura comme expression :

$$TL = 20 \log_{10} |T_{11} + \frac{T_{12}}{\rho_0 c_0} \cos(\theta) + \rho_0 c_0 \frac{T_{21}}{\cos(\theta)} + T_{22}| - 6 \quad (dB) \quad (4.22)$$

Les coefficients de réflexion R et d'absorption sonore α sont ainsi déduits :

$$R = \frac{T_{11} - \rho_0 c_0 T_{21} \cos^{-1}(\theta)}{T_{11} + \rho_0 c_0 T_{21} \cos^{-1}(\theta)} \quad , \quad \alpha = 1 - |R|^2 \quad (4.23)$$

La méthode des matrices de transfert TMM permet bien entendu de prédire l'efficacité des traitements acoustiques multicouches en termes des performances en absorption et en perte par transmission. Cependant, sa limitation principale est l'hypothèse des dimensions latérales infinies des couches, par conséquent il est indispensable d'effectuer des corrections pour les deux problèmes d'absorption et de transmission.

4.2 Méthode des matrices de transfert finie FTMM

La méthode des matrices de transfert considère des structures infinies, cependant il est possible de l'étendre à des structures de dimensions finies en appliquant des corrections dans les expressions des indicateurs de performance [3].

4.2.1 Correction du coefficient d'absorption

Pour une structure à dimension finie, le coefficient d'absorption corrigé est obtenu à l'aide de l'efficacité du rayonnement et de l'impédance normale à la surface du matériau.

Une onde plane est considérée avec une pression p_i , l'expression de la pression totale de l'absorbant a la forme suivante :

$$p = 2p_i \frac{Z_A}{Z_A + Z_F} \quad (4.24)$$

La surface extérieure de l'absorbant est caractérisée par l'impédance Z_A . Z_F est une impédance du champ acoustique, le coefficient d'absorption statistique a pour expression :

$$\alpha_{stat} = \frac{4Re(Z_A)}{\pi} \int_0^{\pi/2} \int_0^{\pi/2} \frac{\sin(\theta)}{|Z_A + Z_{R,\infty}|^2} d\theta d\varphi \quad (4.25)$$

Cette correction consiste à remplacer l'efficacité du rayonnement du milieu infini $Z_{R,\infty}$ (formule 4.26) par Z_F dans l'équation classique valable pour un échantillon infiniment grand (formule 4.25).

$$Z_{R,\infty}(\theta) = \frac{1}{\cos(\theta)} \quad (4.26)$$

Il faut noter que l'impédance Z_F est une fonction qui dépend de la forme et de la dimension de l'échantillon, et d'autre part, de la fréquence et de l'angle d'incidence [3, 6, 51].

4.2.2 Correction en cas de perte par transmission

Pour un problème de la perte par transmission avec une excitation par un champ diffus, la correction est prise en compte en utilisant l'expression d'une efficacité de rayonnement moyenne. Ceci, pour prendre en considération l'énergie vibratoire des modes résonants dans une bande de fréquence [24].

On utilise la même approche que pour la correction en cas de l'absorption, avec la même expression de Z_F . Ensuite, on remplace l'expression de la formule 4.26 par Z_F dans l'expression du coefficient de transmission (voir la section 12.2.2 du livre [3]).

4.3 Traitements actuels dans le compartiment moteur de la motoneige : Modèle SPARK

Dans un premier lieu, on ne s'intéresse qu'aux traitements des deux parties gauche et droite du prototype de la motoneige. La partie droite est caractérisée par la présence du

silencieux, ce qui indique l'aspect de la gestion de la chaleur à prendre en considération, cette partie est appelée : partie chaude. Par conséquent, le traitement acoustique à concevoir doit avoir des propriétés en isolation thermique pour une meilleure réflexion de la chaleur provenant de la surface du silencieux et de l'air chaud s'écoulant à l'intérieur du compartiment moteur.

D'autre part, la partie froide (endroit de la transmission CVT) nécessite un traitement favorisant l'absorption du bruit. Il est à noter que dans cette partie, on n'a pas de contrainte notable concernant l'espace offert pour appliquer ces traitements.

- Partie froide

On reconnaît la présence de la transmission CVT assurant la transmission de la puissance de l'arbre de sortie du moteur vers l'arbre de la deuxième transmission vers le barbotin. Le traitement actuel sur le panneau de gauche est constitué d'une mousse de polyuréthane avec un collage parfait à la surface du panneau de plastique.

- Partie chaude

Cette zone est caractérisée par la présence du silencieux. Il existe deux sortes de transfert de chaleur : le rayonnement des surfaces du silencieux, système d'échappement et du Y-manifold ; d'autre part, l'écoulement d'air dans le compartiment moteur assure la convection de la chaleur.

Dans cette partie, une mousse de polyuréthane avec une feuille d'aluminium est parfaitement collée au panneau de plastique est appliquée. La figure 4.2 montre la configuration de ce traitement (modèle MXZ).

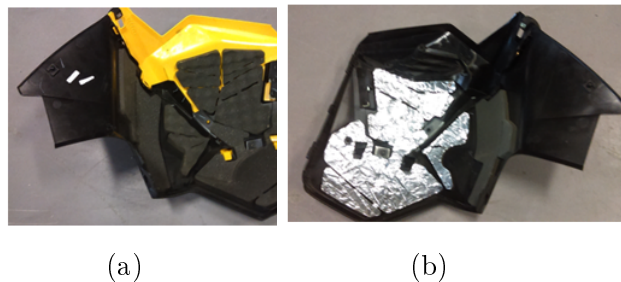


Figure 4.2 Panneau latéral gauche (a), Panneau latéral droit (b)

4.4 Conception des traitements acoustiques sur NOVA

La base de données développée dans le chapitre 2 permet de simuler les différentes configurations possibles des traitements acoustiques, en créant des multicouches qui se constituent des matériaux acoustiques caractérisés. Les épaisseurs, le gap d'air entre les panneaux et les matériaux acoustiques, le placement des écrans résistifs et la configuration des traitements (monocouche ou multicouche) sont les paramètres à optimiser afin d'atteindre les meilleures performances en réduction du bruit. A partir des simulations sur NOVA, des concepts de traitements acoustiques vont être choisis pour chaque sous-système du compartiment moteur du prototype de la motoneige et en évaluant leurs performances à partir des indicateurs de performance sur NOVA.

4.4.1 Prédiction de la fréquence de résonance des concepts

Il existe une méthode qui permet d'estimer les fréquences de résonance de la structure de base pour des concepts monocouche ou double couche.

- **Concept monocouche SWL**

Ce concept est composé d'un matériau poreux (cellulaire ou fibreux) collé parfaitement ou partiellement sur la structure de base.

Matériau poreux (mousse/fibreux)
Structure de base

Tableau 4.1 Concept monocouche SWL

Pour un matériau absorbant d'épaisseur t et de masse volumique ρ_f , la formule suivante permet d'estimer la fréquence de résonance de ce concept : [41]

$$f_{mt} = \frac{1}{4t} \sqrt{\frac{\hat{P} + \gamma P_0}{\rho_f}} \quad (4.27)$$

P_0 pression atmosphérique, γ ratio de la chaleur spécifique,
 \hat{P} pression de la structure, explicitement :

$$\hat{P} = \frac{1 - \nu_f}{(1 + \nu_f)(1 - 2\nu_f)} E_f \quad (4.28)$$

ν_f coefficient de Poisson et E_f module de Young de la structure de base.

- **Concept double couche DWL**

Le tableau suivant présente la composition de ce concept :

Écran imperméable
Matériau poreux (mousse/fibreux)
Aluminium

Tableau 4.2 Concept double couche DWL

La fréquence de résonance de ce concept : [41]

$$f_{mt} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4(\hat{P} + \gamma P_0)}{t(m_1 + m_2 + \frac{m_f}{3})}} \quad (4.29)$$

m_f masse de l'absorbant, m_1 masse de la structure de base,
 m_2 masse de la couche imperméable.

4.4.2 Paramètres influant sur les performances acoustiques

4.4.2.1 Influence de l'écran résistif et des conditions d'interface (lame d'air)

- **Modélisation d'un écran résistif**

Les écrans résistifs sont largement utilisés pour des applications de protection ou de décoration. D'autre part, on les utilise également afin d'améliorer les propriétés acoustiques des traitements. L'épaisseur faible des écrans résistifs permet de négliger les effets thermiques de la dissipation de l'énergie acoustique. Par conséquent, les effets visqueux et inertiels sont dominants dans le mécanisme de la dissipation. La modélisation des écrans se fait à l'aide du modèle de Johnson-Champoux-Allard JCA. On considère une plaque perforée d'épaisseur L , de diamètre de perforation D_{aper} , un taux de perforation ϕ , des longueurs caractéristiques visqueuse et thermique Λ et Λ' et une résistance à l'écoulement σ . Ces paramètres sont reliés par les expressions suivantes :

$$\Lambda = \Lambda' = \frac{D_{aper}}{2} \quad , \quad \sigma = \frac{32\eta}{\phi D_{aper}^2} \quad (4.30)$$

Avec η la viscosité de l'air.

La distorsion du flux autour des perforations implique qu'il est indispensable de corriger la tortuosité de l'écran avec l'effet de la masse ajoutée. Cette correction pour une plaque perforée a l'expression suivante [15] :

$$\alpha_{\infty}(w) = 1 + (1 + R(\tilde{\alpha})) \frac{\epsilon}{L} \quad (4.31)$$

$\tilde{\alpha}$ est la tortuosité dynamique du matériau poreux dans la cavité, ϵ est calculé en fonction de la géométrie des perforations, ce coefficient est approximé pour $\sqrt{\phi} < 0.4$:

$$\epsilon \approx 0.48 \sqrt{\pi R_{perf}^2} (1 - 1.14 \sqrt{\phi}) \quad (4.32)$$

R_{perf} est le rayon de perforation [15].

• Influence d'un écran résistif

Dans la partie gauche du compartiment moteur de la motoneige, la présence remarquable des ouvertures oblige à concevoir des traitements acoustiques absorbants pour les sous-systèmes : panneau gauche, coque inférieure et le garde poulie.

La modélisation de l'écran résistif et de la fibre de verre est effectuée à l'aide du modèle poroélastique. La méthode des matrices de transfert TMM va permettre de prédire la performance des traitements acoustiques sous des excitations en incidence normale et en champs diffus.

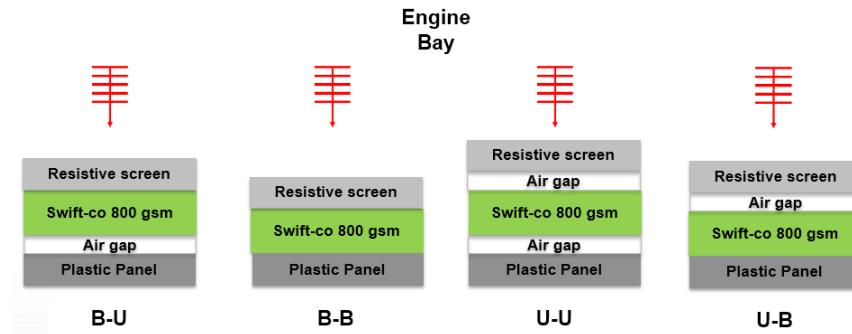


Figure 4.3 Schéma des configurations avec les différentes conditions d'interface

La figure 4.3 présente les quatre configurations simulées : dans la configuration B-U l'écran résistif est collé parfaitement à la surface de la fibre de verre qui est séparée du panneau gauche par un gap d'air 1 mm. Dans la configuration B-B l'écran et la fibre de verre sont collés, U-U est une configuration où un gap d'air est appliqué dans les deux conditions

d'interface. Dans la dernière configuration U-B l'écran est séparé de la fibre par un gap d'air 1 mm, cependant la fibre de verre est collée à la surface du panneau.

Le tableau suivant illustre les propriétés des matériaux utilisés :

Propriétés	Swift-co 800 gsm	Écran résistif 750 Rayl AFR	Panneau de plastique MXZ
Épaisseur (10^{-3}m)	11.07	0.9	2.9
Masse volumique (kg/m^3)	72.26	127.3	1054
Porosité	0.996	-	-
Resistance (N.s.m^{-4})	49850	1169300	-
Tortuosité	1	-	-
LCV (10^{-6}m)	62.1	-	-
LCT (10^{-6}m)	736	-	-
Module de Young E (kPa)	-	-	$1.32 \cdot 10^6$
Coefficient de Poisson ν	-	-	0.3
Coefficient d'amortissement η	-	-	0.04

Tableau 4.3 Propriétés non acoustiques des couches constituant les 4 configurations simulées

L'objectif principal d'appliquer une lame d'air en amont d'un traitement acoustique est de favoriser l'effet acoustique dans le mécanisme de transfert de l'onde acoustique incidente sur la surface du traitement appliqué. Ceci permet bien entendu aux effets visqueux de dissipation d'avoir lieu à l'intérieur du matériau absorbant.

L'application d'un gap d'air permet à l'onde acoustique (partie transmise) de pouvoir se propager avant de pénétrer dans le matériau poreux. Dans certaines applications des traitements acoustiques, le gap d'air permet de diminuer l'épaisseur d'une couche du traitement. Pour économiser pratiquement en termes du coût total des traitements appliqués.

Dans la figure 4.4, les résultats des quatre configurations sont présentés pour le cas d'une incidence normale et d'un champs diffus. Pour les deux cas, le comportement en absorption est similaire dans toute la bande de fréquence étudiée. Cependant, il faut noter que les différences ne sont pas pratiquement visibles en cas d'un champs diffus. Pour le cas d'une incidence normale, l'ajout d'un gap d'air en aval de la fibre de verre diminue légèrement la performance en absorption dans toute la bande fréquentielle (B-U et B-B). D'autre part, le gap d'air en amont de la fibre de verre améliore légèrement l'absorption en basses fréquences (B-B et U-B), en revanche, la performance est faiblement dégradée en moyennes et hautes fréquences. En conclusion, l'application des gaps d'air en amont et en aval d'un traitement mène à une dégradation quasiment négligeable en moyennes et hautes fréquences du coefficient d'absorption.

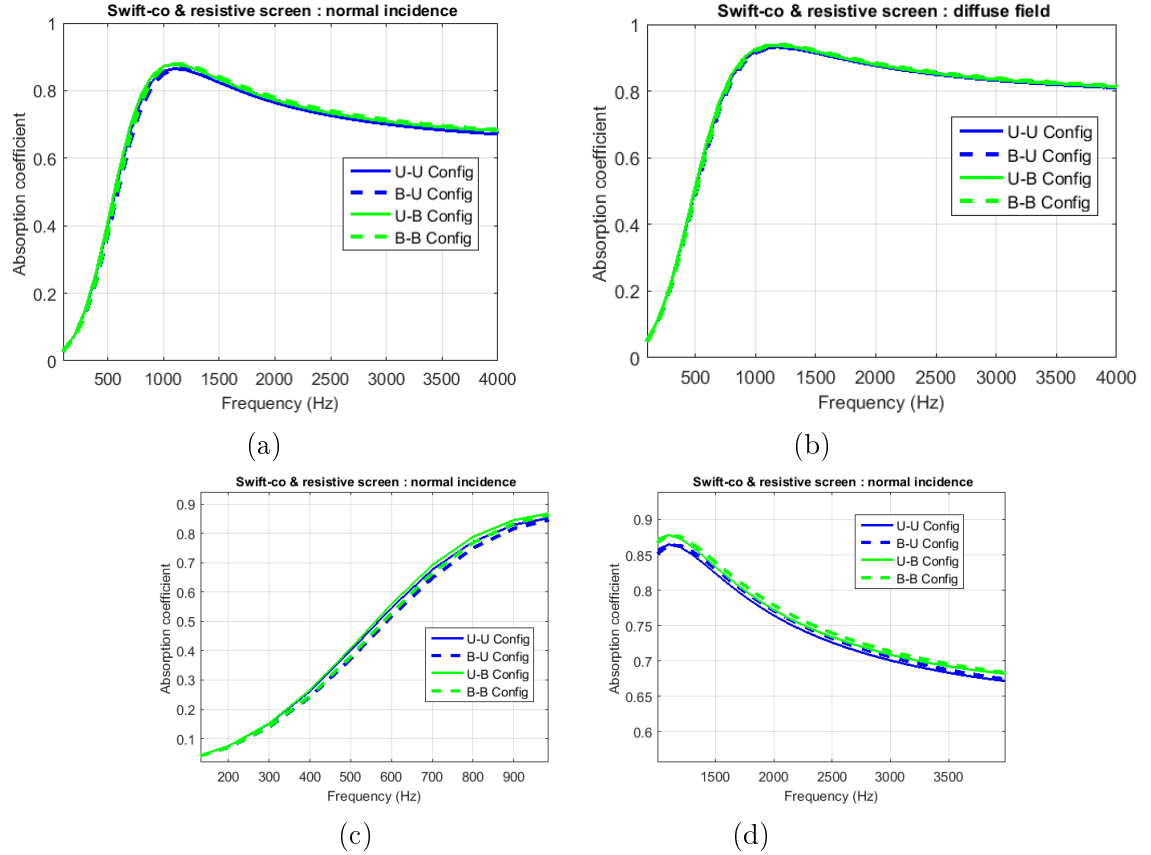


Figure 4.4 Simulation du coefficient d'absorption des 4 configurations : (a) incidence normale 100-4000 Hz et (b) champs diffus 100-4000 Hz, (c) zoom en basses fréquences 100-1000 Hz (incidence normale), (d) zoom en basses fréquences 100-1000 Hz (champs diffus)

En conclusion, les conditions d'interface écran/fibre et fibre/panneau influent sur la performance en basses fréquences, dans cette bande de fréquences les configurations les plus efficaces sont U-B et U-U, par contre la configuration B-B fournit des faibles performances en basses fréquences. Ainsi, il est important de définir convenablement les conditions d'interface applicables entre les traitements et les panneaux de la motoneige.

L'objectif principal de l'application d'un écran résistif en amont du traitement acoustique est d'améliorer les performances d'absorption en basses fréquences. Dans la figure 4.5, l'influence de l'écran résistif est investiguée. Il est observable que l'application d'un écran résistif sur un matériau absorbant permet d'améliorer les performances en basses fréquences. Cependant l'écran dégrade considérablement l'absorption en hautes fréquences. Le paramètre physique qui contrôle ce comportement est la résistivité de l'écran résistif [52].

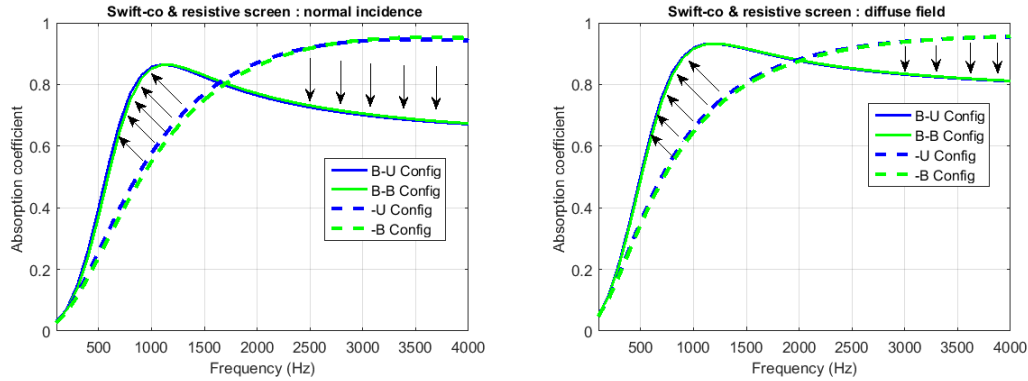


Figure 4.5 Coefficient d'absorption des configurations avec et sans écran résistif (tableau 4.3) pour les deux cas : incidence normale et champs diffus

D'autre part, il est opportun d'investiguer l'influence de l'écran résistif en aval d'un absorbant. Pour ce faire, les deux configurations de la figure 4.6 vont être étudiées. Les propriétés de l'écran de protection sont présentées dans le tableau suivant :

Propriétés	Écran de protection G9
Épaisseur (10^{-3}m)	0.9
Masse volumique (kg/m^3)	165.5
Résistivité (N.s.m^{-4})	117798

Tableau 4.4 Propriétés de l'écran de protection G9

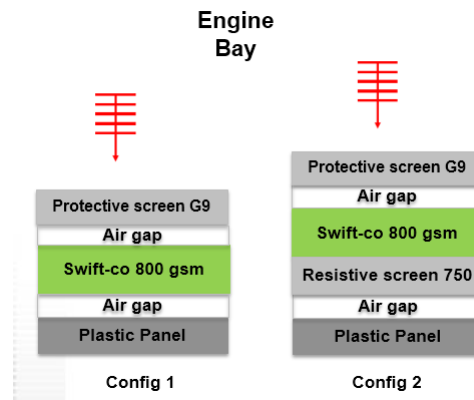


Figure 4.6 Configurations simulées pour illustrer l'effet de l'écran résistif en aval d'un absorbant

Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 4.7. Il s'avère que l'écran résistif en aval d'un matériau absorbant n'a pratiquement pas d'influence sur les performances des traitements. Pourtant, on note une légère amélioration en basses fréquences jusqu'à la fréquence 600 Hz.

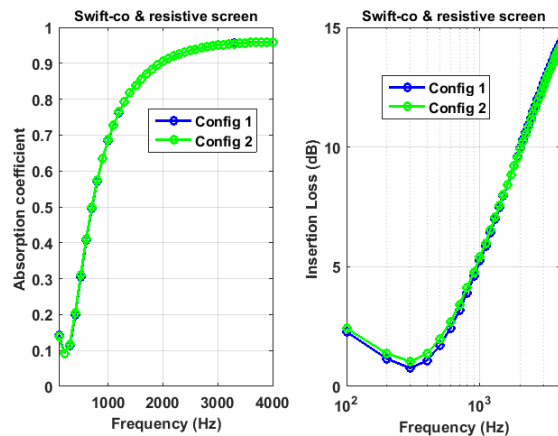


Figure 4.7 Coefficient d'absorption et perte par insertion des deux configurations simulées

4.4.2.2 Concept hybride

Dans le but de réduire les coûts de fabrication des traitements incluant la fibre de verre, le concept hybride est proposé en mettant en série deux matériaux absorbants hétérogènes, dans ce cas une mousse et une fibre de verre. La typologie des deux matériaux du concept hybride influe sur les performances en isolation des traitements appliqués. Dans la figure suivante, l'effet du concept hybride est illustré en présentant deux configurations des traitements de la partie gauche de la motoneige (propriétés des matériaux utilisés voir tableau 4.5).

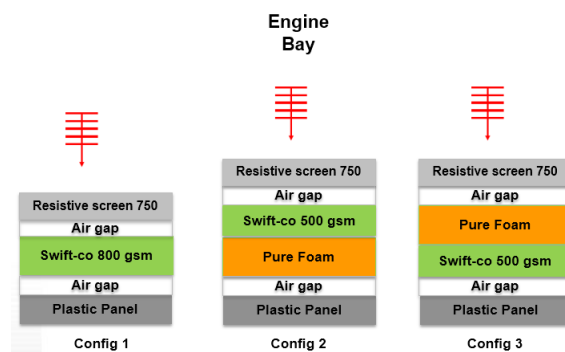


Figure 4.8 Configurations simulées pour illustrer l'effet du concept hybride

Le tableau 4.6 présente les différentes masses surfaciques des trois configurations simulées. Les résultats de la simulation sur NOVA montrent que le concept hybride améliore la performance en absorption pour les basses fréquences (jusqu'à 1000 Hz), par contre l'absorption sonore diminue en moyennes fréquences. La perte par insertion du concept hybride donne une meilleure performance dans la bande de fréquence 3000 Hz jusqu'à

Propriétés	Swift-co 500 gsm	Pure foam
Épaisseur (10^{-3}m)	7	18
Masse volumique (kg/m^3)	96.6	27.49
Porosité	0.962	0.999
Resistance (N.s.m^{-4})	21800	71000
Tortuosité	1	1
LCV (10^{-6}m)	20.1	22.3
LCT (10^{-6}m)	40.2	53.4
Module de Young E (kPa)	-	800
Coefficient de Poisson ν	-	0.3
Coefficient d'amortissement η	-	0.124

Tableau 4.5 Propriétés physique et mécanique des matériaux absorbants constituant le concept hybride

10000 Hz en comparaison avec le concept de la configuration 1 (figure 4.8), avec un delta de 7 dB en 10000 Hz.

Concepts	masse surfacique (gsm)
Configuration 1	1923
Configuration 2	1288
Configuration 3	1288

Tableau 4.6 Masses surfaciques des trois configurations simulées

En conclusion, le concept hybride apporte des meilleures performances en réduction du bruit dans le compartiment moteur de la motoneige. En outre, le choix des matériaux qui le constituent est déterminant. En plus de la performance démontrée par ce concept, il présente également un faible coût de fabrication en thermoformage. D'autre part, la comparaison entre les deux configurations 2 et 3 permet de conclure que le comportement des deux concepts est similaire sur toute la bande de fréquences étudiée, cependant une légère amélioration de l'absorption est notable dans la fréquence du pic 1000 Hz de la configuration 2, tandis que la configuration 3 démontre une meilleure absorption entre 5000 et 8000 Hz.

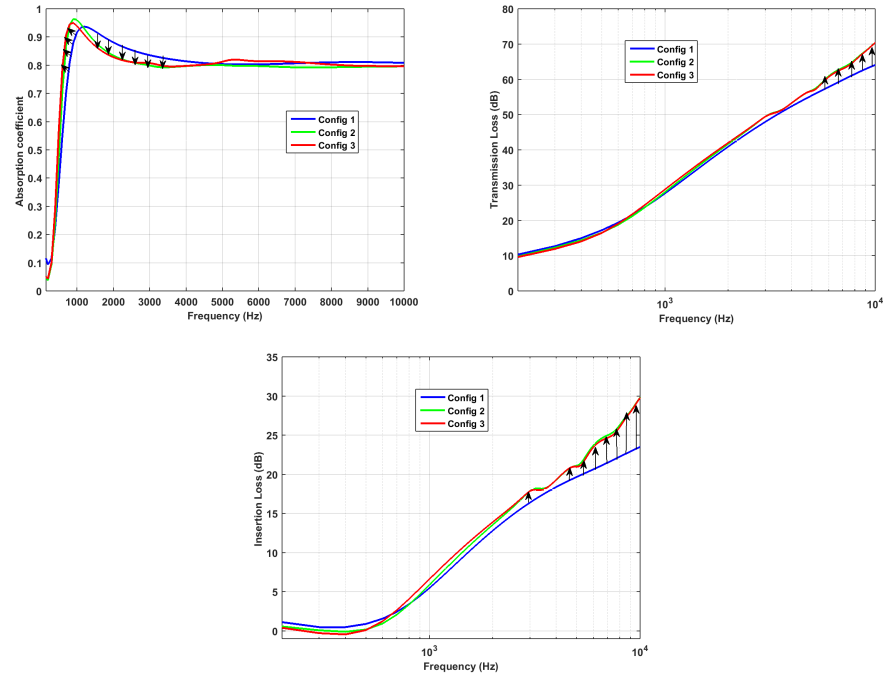


Figure 4.9 Performances des deux configurations simulées et illustration de l'effet du concept hybride

4.5 Développement de la cartographie des traitements acoustiques

4.5.1 Concepts pour la partie froide

- **Concept monocouche**

Le concept monocouche est utilisé pour atteindre des performances d'absorption des traitements du compartiment moteur de la motoneige. La base de données des matériaux acoustiques classiques permet d'appliquer plusieurs matériaux absorbants sur les sous-systèmes : capot latéral gauche, garde poulie, la coque inférieure et sur le panneau supérieur. Cependant, ce concept ne peut pas être appliqué sur le capot latéral droit à cause de la présence du silencieux ayant des surfaces à haute température. La fonction principale de ce traitement est d'assurer l'absorption sonore, il va de soi que les matériaux absorbants (cellulaires et fibreux) ont des meilleures performances en hautes fréquences, par contre on note une dégradation de leurs performances en basses fréquences. C'est pour cette raison qu'on propose le concept ayant un écran résistif sur la surface extérieure de l'absorbant.

Absorbant 25 mm
Lame d'air 1 mm
Panneau de plastique 2.9 mm

Tableau 4.7 Concept monocouche

Le panneau de plastique utilisé dans cette structure a les propriétés élastiques suivantes :

- ◇ Module de Young : $E = 1.32 \cdot 10^9$ (N/m),
- ◇ Coefficient de Poisson : $\nu = 0.3$,
- ◇ Amortissement : $\eta = 0.04$.

La perte par transmission du panneau latéral :

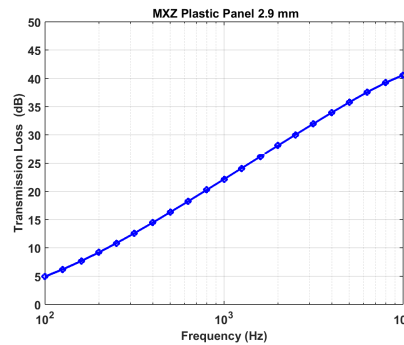


Figure 4.10 Perte par transmission d'un panneau latéral du compartiment moteur (modèle MXZ)

Les résultats de la performance en absorption, pertes par transmission et par insertion sont montrés dans la figure 4.11.

Le tableau 4.8 montre les différentes masses surfaciques des absorbants appliqués. Pour le coefficient d'absorption, le comportement des matériaux absorbants simulés est similaire en basses fréquences. Le comportement en moyennes fréquences incluant la fréquence du maximum d'absorption, démontre que la mousse de polyuréthane se caractérise par un pic d'absorption relativement élevé en comparaison avec les autres absorbants. Il faut noter que la fibre Baverlite se caractérise par une faible absorption en moyennes et hautes fréquences, et les autres matériaux ont un comportement similaire dans la région des hautes fréquences. Dans cette région du spectre fréquentiel le Shoddy 132 a le maximum d'absorption.

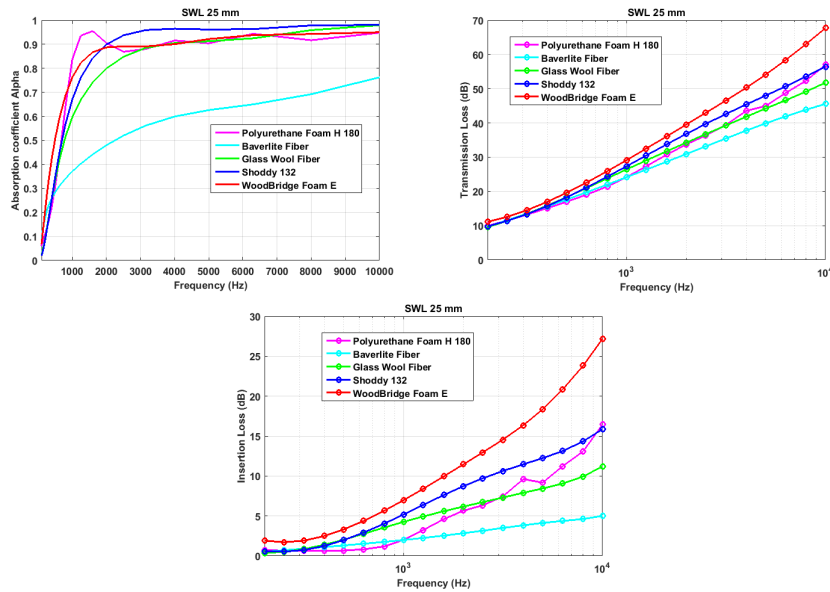


Figure 4.11 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept monocouche SWL

Absorbants	masse surfacique (gsm)
Mousse PU H180	586.6
Fibre de verre	1117.9
Recyclé SS 132	2273.9
Mousse WoodBridge E	355.4
Fibre Baverlite	557.2

Tableau 4.8 Masses surfaciques des absorbants appliqués sur le panneau de plastique

Pour la performance des matériaux simulés en perte par insertion, les différences ne sont notables qu'à partir de la fréquence 1000 Hz. Le matériau WoodBridge Foam E présente un meilleur gain très remarquable en moyennes et hautes fréquences (27 dB en 10000 Hz), ses propriétés élastiques lui permettent d'atteindre ses performances. Le Shoddy 132 est le deuxième meilleur concept en performance. A partir de la fréquences 4000 Hz, la mousse de polyuréthane dépasse la fibre Glass Wool Fiber, le delta est évalué de 4 à 5 dB. Enfin, la fibre Baverlite se caractérise par une faible performance ne dépassant pas 5 dB en hautes fréquences.

• Concept double couche

Dans le but d'améliorer les performances d'absorption en basses fréquences ce concept est proposé ; l'ajout d'un écran résistif sur le matériau absorbant permet d'améliorer les basses fréquences. Le schéma suivant illustre ce concept.

Écran résistif 0.9 mm
Lame d'air 1 mm
Absorbant 25 mm
Lame d'air 1 mm
Panneau de plastique 2.9 mm

Tableau 4.9 Concept double couche

Ce concept double couche est appliqué sur les différents matériaux absorbants de la base de données des traitements classiques.

Les différentes masses surfaciques des traitements sont présentées sur le tableau 4.10. Un écran résistif est appliqué sur la surface du matériau absorbant avec une couche d'air d'un 1 mm. Le comportement des matériaux simulés en basses fréquences est similaire jusqu'à la fréquence du pic d'absorption, cependant des différences sont remarquables en moyennes fréquences. En effet, les fibres Glass Wool Fiber et Shoddy 132 se caractérisent par des meilleures performances en absorption en comparaison avec les mousses de polyuréthane et WoodBridge Foam. En hautes fréquences, les matériaux ont la même tendance en termes d'absorption, sauf la fibre Baverlite qui se dégrade en absorption dans cette bande de fréquences (voisinage de 6500 Hz).

Absorbants - Écran résistif	masse surfacique (gsm)
Mousse PU H180	701.9
Fibre de verre	1233.7
Recyclé SS 132	2389.7
Mousse WoodBridge E	471.2
Fibre Baverlite	672.9

Tableau 4.10 Masses surfaciques des matériaux absorbants avec un écran résistif appliqués sur le panneau de plastique

En ce qui concerne la performance en perte par insertion (figure 4.12), les mêmes remarques du concept précédent sont valables. Par contre, dans ce cas la performance est relativement élevée. En effet, la mousse WoodBridge présente un maximum de 32 dB à 10000 Hz, et la fibre Baverlite 10 dB à 5000 Hz.

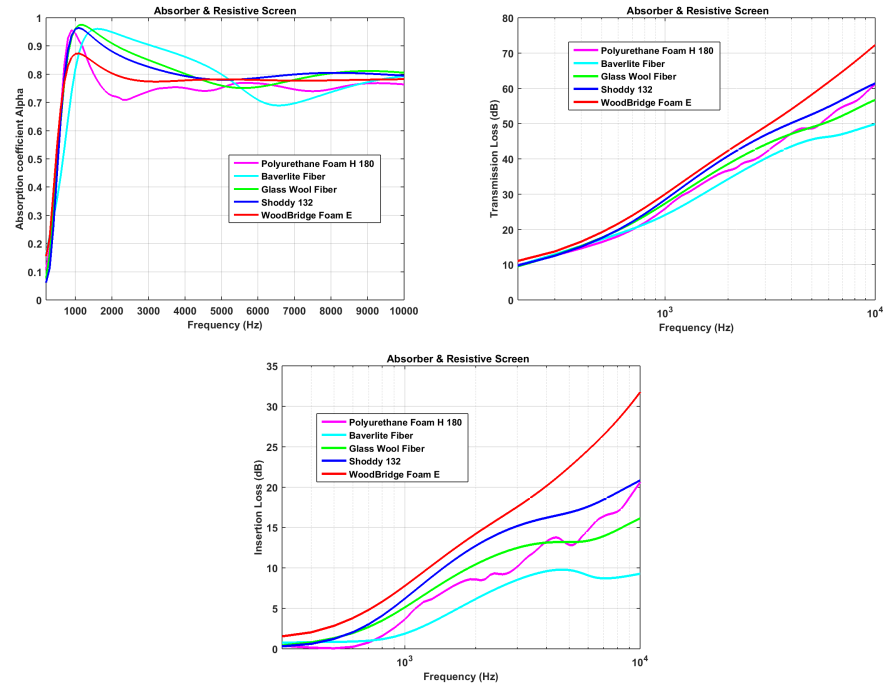


Figure 4.12 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept double couche

• Concept tricouche

Ce concept est conçu pour être appliqué sur les sous-systèmes : capot latéral gauche, garde poulie, la coque inférieure et sur le panneau supérieur. Ce concept consiste à appliquer deux matériaux absorbants différents, ce qui permet d'obtenir un concept hybride. Le schéma suivant illustre ce concept :

Écran résistif 0.9 mm
Lame d'air 1 mm
Absorbant 18 mm
Absorbant 7 mm
Lame d'air 1 mm
Panneau de plastique 2.9 mm

Tableau 4.11 Concept tricouche (hybride)

Le concept hybride est proposé suite à une concertation avec la compagnie Swift-co, il est proposé parce qu'il permet d'économiser en termes du coût de fabrication dans le procédé du thermoformage. Le tableau suivant illustre les 4 concepts simulés sur le code NOVA.

Écran résistif	Écran résistif	Écran résistif	Écran résistif
Lame d'air	Lame d'air	Lame d'air	Lame d'air
Fibre de verre 7 mm	Shoddy 132 7 mm	Shoddy 132 7 mm	Fibre de verre 7 mm
Mousse PU 18 mm	Woodbridge Foam 18 mm	Mousse PU 18 mm	Mousse Woodbridge 18 mm
Lame d'air	Lame d'air	Lame d'air	Lame d'air
Panneau de plastique	Panneau de plastique	Panneau de plastique	Panneau de plastique

Tableau 4.12 Concepts tricouche, de la gauche à droite : Concept 1-1, Concept 2-2, Concept 1-2 et Concept 2-1

Les masses surfaciques des quatre concepts sont présentées sur la tableau 4.13.

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept 1-1	850.8
Concept 2-2	1008.4
Concept 1-2	1174.5
Concetp 2-1	684.7

Tableau 4.13 Masses surfaciques des concepts tricouche appliqués sur le panneau de plastique

La figure 4.13 présente les résultats de la simulation. Les concepts 2-2 et 2-1 ont un comportement similaire en performance d'absorption et d'isolation, une légère amélioration est remarquable pour le concept 2-2 en perte par insertion (delta 1 dB), les mêmes remarques sont soulignées pour les deux autres concepts 1-1 et 1-2. Les deux premières configurations améliorent relativement les moyennes fréquences (1500-3500 Hz) en comparaison avec les concepts 1-1 et 1-2, cette amélioration est typiquement remarquée sur la figure de la perte par insertion où un gain de 6 dB est observé en hautes fréquences.

4.5.2 Concepts pour la partie chaude

- **Feuille d'aluminium / Feuille d'aluminium perforée**

Il est possible d'appliquer une feuille d'aluminium sur la surface de la mousse de polyuréthane, dans le but de favoriser la réflexion de la chaleur provenant des surfaces extérieures des éléments suivants : Y-manifold, pot de détente et silencieux. En revanche, ce traitement thermique va dégrader les performances acoustiques de la partie droite du prototype, parce qu'il n'y aura pas de pénétration des ondes acoustiques à l'intérieur de la mousse, et par conséquent il n'y aura pas de dissipation de l'énergie acoustique. Ainsi, ce traitement à

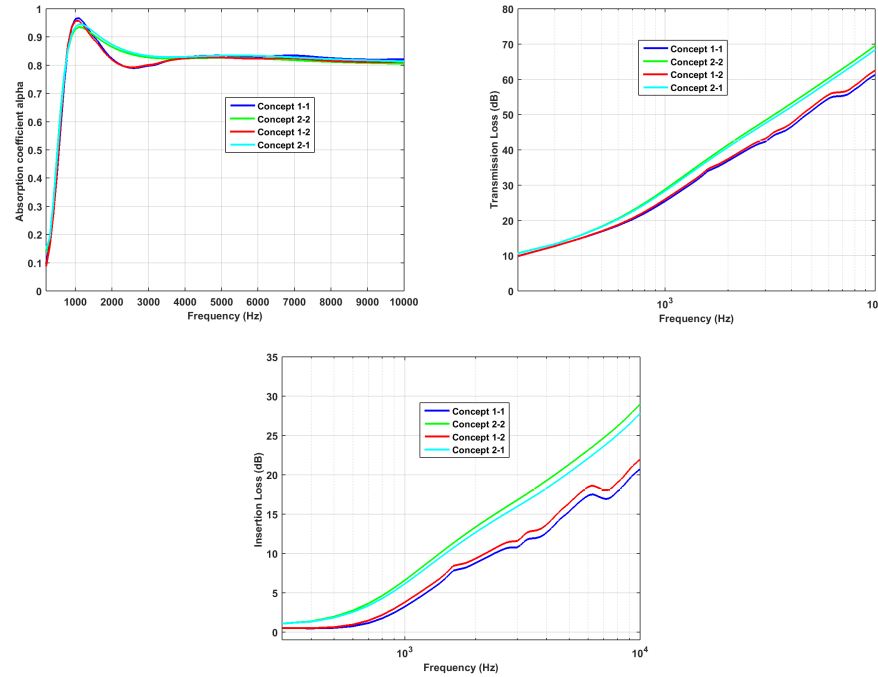


Figure 4.13 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept triple couche TWL

vocation thermique (aide également l'isolation acoustique) ne va pas permettre d'atteindre les performances d'absorption attendues.

Il existe une autre solution assurant un compromis entre l'isolation thermique et l'absorption sonore, il s'agit d'appliquer une feuille d'aluminium perforée. Les perforations permettent aux ondes incidentes de pénétrer et par la suite les échanges visqueux vont avoir lieu. Cette feuille d'aluminium a des caractéristiques géométriques : rayon des trous, taux de perforation et l'épaisseur de la feuille.

• Concept double couche

La profondeur de peau est une notion fondamentale à prendre en considération lors de la conception des concepts de la partie chaude du compartiment moteur. Elle permet d'atteindre le maximum de performance en isolation thermique, tout en ayant une épaisseur optimale de la feuille de la protection thermique.

Le concept double couche consiste à appliquer une feuille d'aluminium sur la surface du matériau absorbant. Cette feuille d'aluminium permet d'assurer une meilleure protection thermique, cependant elle dégrade considérablement les performances d'absorption. Il existe un compromis assurant à la fois les deux fonctions : acous-

tique et thermique, c'est le concept avec une feuille d'aluminium perforée. Le schéma suivant illustre ce concept double couche :

Feuille d'aluminium / Feuille d'aluminium perforée
Air Gap
Absorber
Air Gap
Plastic Panel

Tableau 4.14 Concept double couche de la partie chaude de la motoneige (silencieux)

L'objectif principal de l'application d'une feuille d'aluminium perforée est d'ajouter un léger effet de masse pour favoriser la fonction isolation acoustique, tout en gardant les performances en isolation thermique. Dans le but d'illustrer l'effet de la feuille d'aluminium, les deux configurations présentées dans la figure suivante sont étudiées (masses surfaciques voir tableau 4.15).

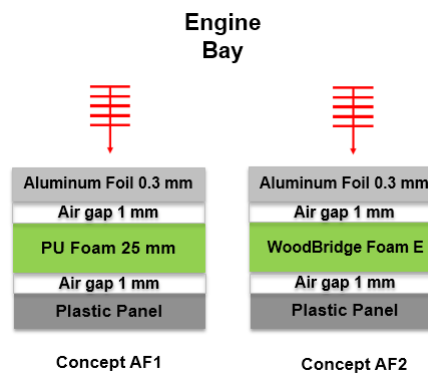


Figure 4.14 Configurations simulées pour illustrer l'effet de la feuille d'aluminium

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept AF1	1410
Concept AF2	1179.2

Tableau 4.15 Masses surfaciques des concepts double couche appliqués sur le panneau de plastique

Le résultat principal de l'application d'une feuille d'aluminium sur la surface d'un absorbant est la dégradation totale de la performance en absorption en moyennes et hautes fréquences, parce que cette feuille favorise la réflexion des ondes incidentes sur sa surface (figure 4.15). Au contrario, des meilleures performances en absorption sont notables en enlevant cette feuille d'aluminium. Il faut noter que cette feuille

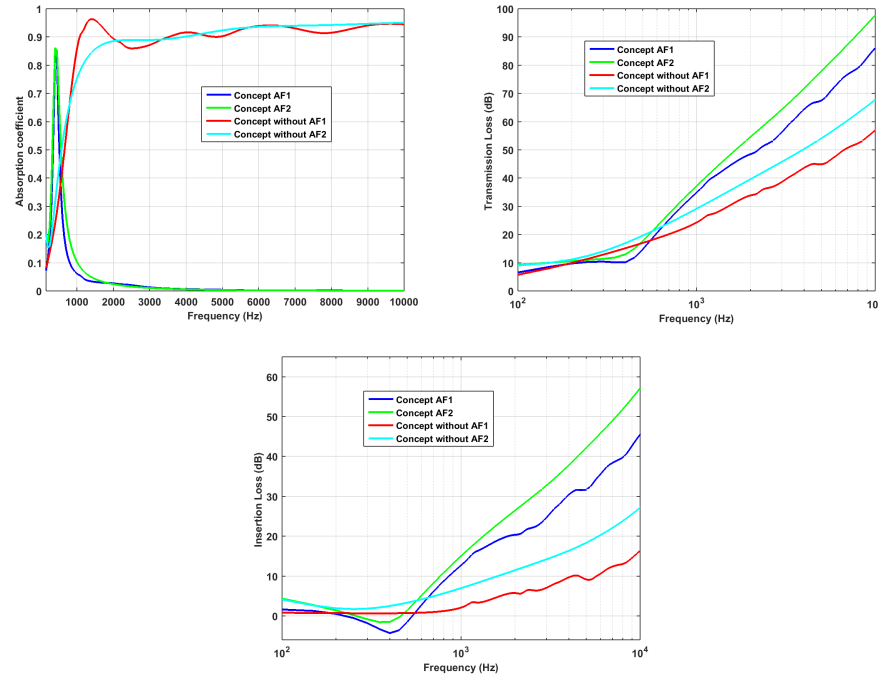


Figure 4.15 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept double couche DWL de la partie chaude de la motoneige

améliore bien entendu, la fonction d'isolation du bruit, ceci en comparaison avec les configurations ayant un absorbant tout seul (delta évalué à 10 dB). D'autre part, il est à signaler qu'il existe une fréquence de résonance double paroi (évaluée à 400 Hz), dans le voisinage de cette fréquence (250-550 Hz) les concepts avec la feuille d'aluminium se dégradent en performance d'isolation.

La raison derrière la dégradation des performances en termes de perte par insertion, réside dans le fait que les ondes de flexions à l'intérieur du panneau du traitement acoustique qui joue le rôle de la masse (souple), transmettent les vibrations à la couche d'absorbant (en-dessus), d'une manière efficace, par conséquent cette couche rayonne du bruit, ce qui influe directement sur la zone de la fréquence de radiation dans la courbe de la perte par insertion du traitement acoustique.

En conclusion, la feuille d'aluminium permet d'assurer une protection thermique dans la partie chaude du véhicule, cependant, elle dégrade considérablement les performances acoustiques des traitements.

Dans le but de dépasser la limitation de la feuille d'aluminium en terme de performances en absorption, dans ce qui suit une investigation de l'effet de la feuille d'aluminium perforée est effectuée. (voir les masses surfaciques sur le tableau 4.17).

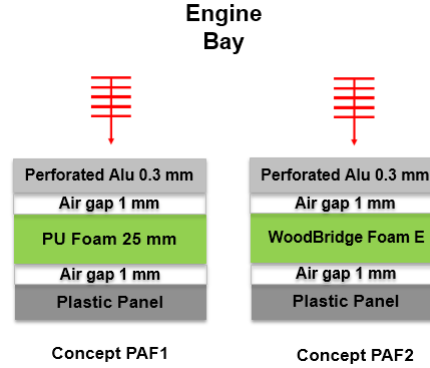


Figure 4.16 Configurations simulées pour illustrer l'effet de la feuille d'aluminium perforée

Les propriétés de la feuille d'aluminium perforée sont présentées sur le tableau suivant :

Propriétés	PAF
Taux de perforation (%)	23
Rayon de perforations (mm)	0.01
Masse volumique (kg/m^3)	2700
Épaisseur (mm)	0.3

Tableau 4.16 Propriétés de la feuille d'aluminium perforée

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept PAF1	1397.4
Concept PAF2	1166.6

Tableau 4.17 Masses surfaciques des concepts avec une feuille d'aluminium perforée

Les résultats de la simulation sont présentés sur la figure 4.17. L'application d'une feuille d'aluminium perforée a principalement deux effets sur les performance en absorption. Dans un premier lieu, elle améliore l'absorption en basses fréquences en dessous de 1000 Hz, dans un second lieu elle dégrade pratiquement les moyennes et hautes fréquences, on note une dégradation de 30% en termes de coefficient d'absorption, ceci en comparaison avec le cas de l'absorbant tout seul. D'autre part, il s'avère important de signaler l'amélioration de l'isolation des concepts étudiés avec application de la feuille d'aluminium perforée, une différence évaluée à 5 dB est observable en moyennes et hautes fréquences. Ainsi, les concepts avec l'aluminium perforé offrent des meilleures performances en isolation sonore, tout en gardant l'aspect de protection de la chaleur dans la partie droite de la motoneige.

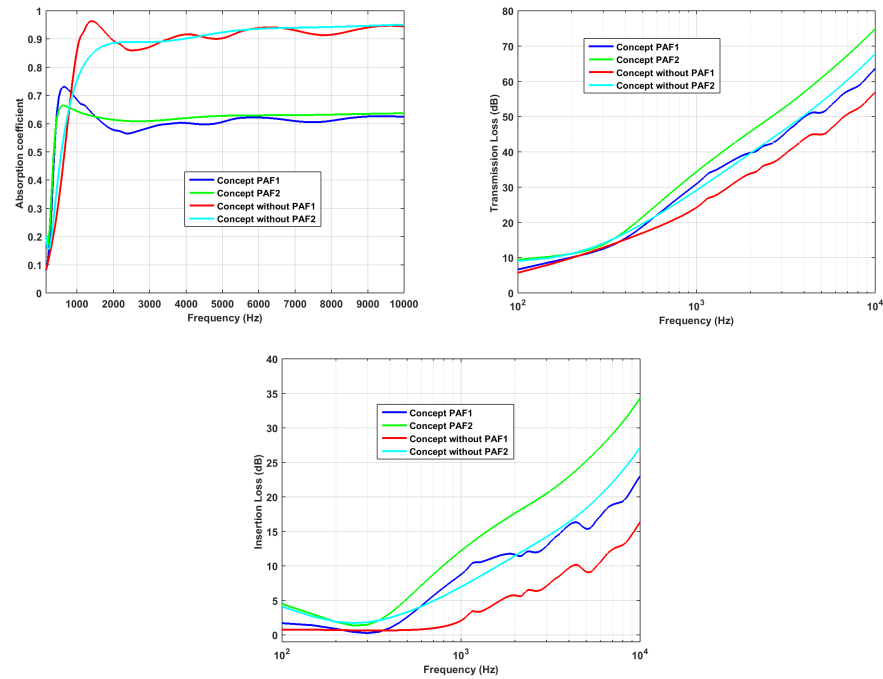


Figure 4.17 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept double couche DWL de la partie chaude de la motoneige avec application de l'aluminium perforé

• Concept tricouche

Dans le but d'améliorer les performances en isolation du concept double couche, on propose ce concept hybride dans lequel deux matériaux absorbants sont utilisés (tableau 4.18).

Feuille d'aluminium ou Feuille d'aluminium perforée
Lame d'air 1 mm
Absorbant 2
Absorbant 1
Lame d'air 1 mm
Panneau de plastique

Tableau 4.18 Concept tricouche de la partie droite de la motoneige

Les deux configurations simulées des concepts hybrides sont présentées dans le tableau suivant (masses surfaciques voir tableau 4.20) :

Feuille d'aluminium	Feuille d'aluminium perforée
Lame d'air	Lame d'air
Swift-co 500 gsm 7 mm	Shoddy 132 7 mm
Mousse PU 18 mm	Mousse Woodbridge E 18 mm
Lame d'air	Lame d'air
Panneau de plastique	Panneau de plastique

Tableau 4.19 Concepts hybrides tricouches de la partie chaude avec la feuille d'aluminium perforée : Hybrid 1 (gauche), Hybrid 2 (droite)

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept Hybride 1 PAF1	1983.4
Concept Hybride 2 PAF2	1703.8

Tableau 4.20 Masses surfaciques des concepts hybrides avec une feuille d'aluminium perforée

Les mêmes remarques précédentes du concept double couche sont observées. En effet, l'application d'une feuille d'aluminium perforée sur un concept hybride améliore les performances de l'absorption en basses fréquences, tandis qu'elle dégrade typiquement les moyennes et hautes fréquences.

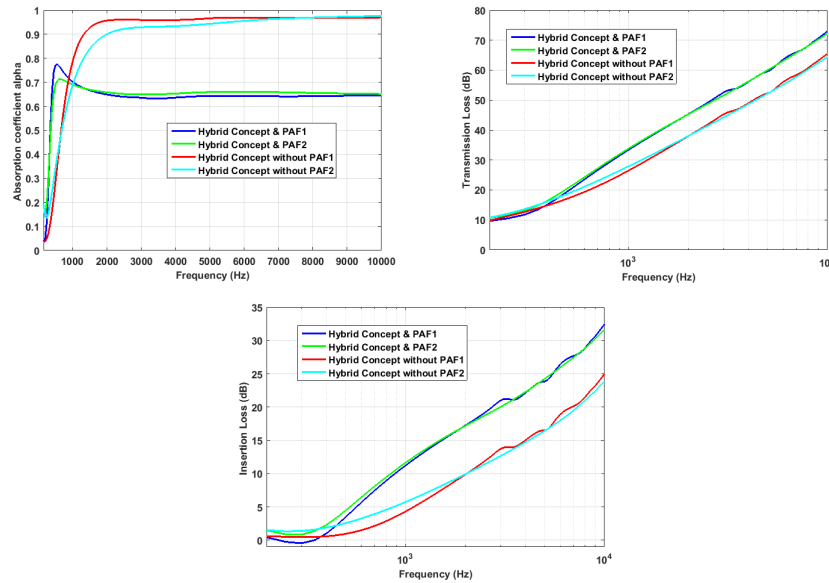


Figure 4.18 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept hybride TWL de la partie chaude de la motoneige avec application de l'aluminium perforé

- **Étude de l'influence des caractéristiques de la feuille d'aluminium perforée**

Il est important d'optimiser les caractéristiques de cette feuille d'aluminium afin de maximiser l'absorption tout en assurant une meilleure protection thermique des concepts de la partie droite incluant la ligne d'échappement. Dans cette étude paramétrique, le concept présenté sur le tableau 4.23 (Hybrid 1) est utilisé.

- ◊ **Influence du rayon de perforation**

Le rayon de perforation est le principal paramètre qui contrôle la dissipation visqueuse de l'énergie des ondes acoustiques qui heurtent la surface extérieure de la feuille d'aluminium perforée. La figure 4.19 montre le coefficient d'absorption pour les différentes valeurs du rayon de perforation. D'une manière générale le coefficient d'absorption augmente avec l'augmentation du rayon, jusqu'à une valeur maximale, qui représente le rayon spécifique r_{spe} . Ensuite la performance en absorption diminue, cette diminution est remarquable au début des hautes fréquences. Dans le cas d'un rayon très faible (e.g : 0.001 mm), le coefficient d'absorption se dégrade considérablement en moyennes et hautes fréquences, ainsi représentant un pic d'absorption. Cette dégradation de l'absorption est justifiée par la difficulté de pénétration des ondes acoustiques à l'intérieur du matériau absorbant (réflexion des ondes).

$$D_{spe} = \beta \sqrt{\frac{L}{\phi}} \quad (4.33)$$

Avec $\beta = 0.0012 \text{ m}^{1/2}$ et L épaisseur de la feuille d'aluminium.

Le diamètre spécifique est obtenu en fixant les valeurs des paramètres (L, L_c, ϕ) , avec L_c est l'épaisseur du matériau absorbant en aval de l'écran résistif.

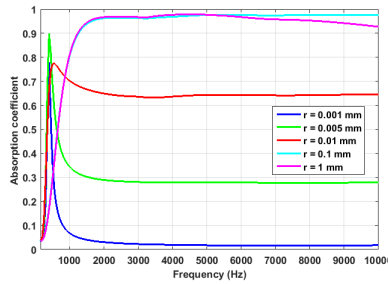


Figure 4.19 Influence du rayon de perforation sur le coefficient d'absorption alpha ($\phi = 0.23$)

◇ Influence du taux de perforation

La figure 4.20 présente les résultats obtenus pour les différentes valeurs du taux de perforation. D'une manière générale l'absorption augmente avec l'augmentation du taux de perforation. Cependant, pour une faible valeur de taux ($\phi = 0.01$), le concept agit comme un résonateur d'Helmholtz en ayant un pic d'absorption qui est contrôlée par la fréquence donnée par la formule suivante :

$$f_p \approx \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\phi}{(L + 2\epsilon)L_c}} \quad (4.34)$$

c est la vitesse de l'onde acoustique dans le matériau en aval de l'écran, et ϵ est un coefficient à calculer (voir section 4.4.2.1).

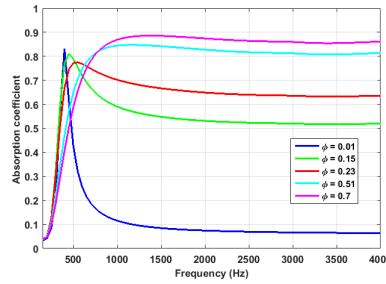


Figure 4.20 Influence du taux de perforation sur le coefficient d'absorption alpha ($r = 0.01 \text{ mm}$)

4.5.3 Concepts du panneau supérieur : Concept PAD

Dans la partie supérieure du compartiment moteur (figure 4.21), le système d'échappement se caractérise par des hautes températures à sa surface extérieure. Les fonctions thermique et acoustique sont les deux fonctions à améliorer pour ce sous-système. Par conséquent, le concept à surface hétérogène est proposé "patch" :

Le tableau suivant montre la composition du concept panneau supérieur "Patch".

Écran résistif	Aluminium
Absorbant	
Panneau de plastique	

Tableau 4.21 Concept du panneau supérieur "patch"

Le concept hybride avec deux absorbants est également proposé :

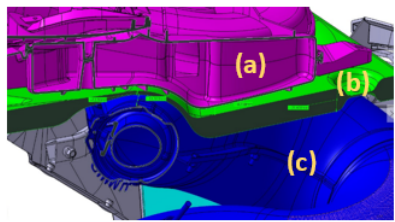


Figure 4.21 Air box secondaire (a), panneau supérieur (b) et pot de détente (c) (modèle P1 ICE)

Écran résistif	Aluminium
Absorbant 2	
Absorbant 1	
Panneau de plastique	

Tableau 4.22 Concept du panneau supérieur ("patch" hybride)

Il faut noter qu'avant la fréquence du pic d'absorption, les configurations simulées (figure 4.23) ont un comportement similaire en fonction de la fréquence.

Dans ce qui suit des concepts à surface hétérogène sont présentés pour illustrer leurs performances en absorption et en isolation. Ces concepts sont présentés dans le tableau suivant (masses surfaciques voir tableau 4.24) :

Écran résistif 750 Rayls AFR	Feuille d'aluminium perforée
Lame d'air	Lame d'air
Patch 1 25 mm	Patch 1 25 mm
Lame d'air	Lame d'air
Panneau de plastique	Panneau de plastique

Tableau 4.23 Concepts du panneau supérieur : Concept 1 avec l'écran résistif et Concept 2 avec la feuille d'aluminium perforée

Les concepts patch poreux sont des configurations de matériaux poreux hétérogènes, ils sont généralement utilisés dans le but d'améliorer les performances en basses fréquences. La méthode des éléments finis FEM permet bien entendu de prévoir leurs performances. En revanche, cette méthode nécessite un temps de calcul élevé et des ressources importantes. L'hypothèse fondamentale de la prédiction de ces concepts est la non considération des interactions entre les patches. Il faut également préciser les conditions aux limites en amont et en aval (ouvert et ou fermé) des patches utilisés. La figure 4.22 illustre la composition du patch.

Les résultats de la méthode FTMM (figure 4.23) démontrent la meilleure performance du concept 1 avec l'écran résistif en absorption. Le concept avec la feuille d'aluminium

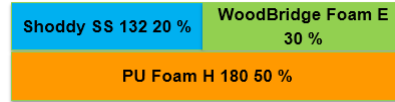


Figure 4.22 Matériaux constituant le matériau hétérogène Patch 1

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept 1	970.3
Concept 2	1665.7

Tableau 4.24 Masses surfaciques des concepts 1 et 2 à surface hétérogène

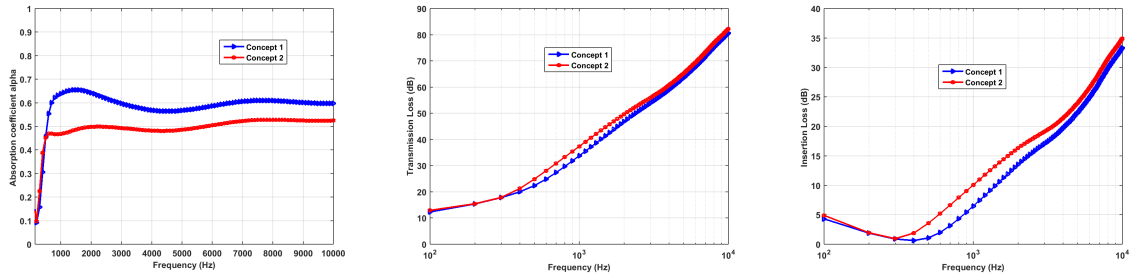


Figure 4.23 Coefficient d'absorption et pertes par transmission / insertion du concept avec le patch pour le panneau supérieur (Méthode FTMM avec une excitation en onde plane)

perforée est meilleur en termes d'isolation, parce que la feuille ajoute un effet de masse au concept 2.

CHAPITRE 5

VALIDATION DES CONCEPTS DÉVELOPPÉS DANS LE TUBE D'IMPÉDANCE

Le présent chapitre va permettre de valider expérimentalement les concepts développés sur le code NOVA avec des mesures en tube d'impédance. Deux concepts de base vont être validés pour chacune des deux parties droite (concept avec la feuille d'aluminium) et gauche (concept avec l'écran résistif) de la motoneige.

5.1 Concept de la partie chaude

5.1.1 Généralités

Le traitement acoustique à concevoir pour la partie droite de la motoneige, va prendre en considération l'aspect de la protection contre la chaleur de la ligne d'échappement (Y-manifold, pot de détente et silencieux). C'est un traitement qui n'est pas symétrique, de plus les conditions d'interface entre ses différents composants sont relativement différentes.

Le tube d'impédance est un outil permettant de mesurer l'impédance de surface et le coefficient d'absorption d'un matériau absorbant (description de la méthode en détail dans la norme ASTM E-1050) [48]. D'autre part, la mesure expérimentale dans le tube estime également l'indice d'affaiblissement des traitements acoustiques en utilisant l'approche proposée par O.Doutres. Dans cette section, la validation des concepts du traitement acoustique de la partie droite de la motoneige va être présentée.

5.1.2 Approche de la méthode expérimentale

La figure 5.1 montre le schéma de la structure double paroi à tester dans le tube d'impédance. Cette configuration est composée de deux panneaux latéraux homogènes, séparés par une lame d'air contenant un matériau absorbant. On note l'absence de toute transmission mécanique entre les deux panneaux. En ce qui concerne les caractéristiques géométriques de la structure ; d est l'épaisseur du matériau à l'intérieur des deux panneaux, D_1 et D_2 sont respectivement les gaps d'air en amont et en aval du matériau absorbant.

On distingue 3 contributions majeures dans l'indice d'affaiblissement global :

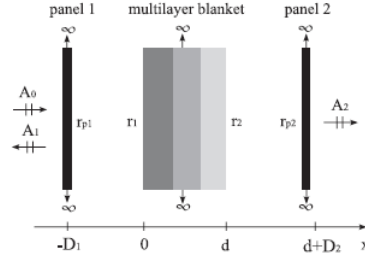


Figure 5.1 Schéma de la structure double paroi [19]

- STL des panneaux extérieurs,
- STL du matériau absorbant (estimée par la méthode des 3 microphones) [44],
- Absorption due aux multiples réflexions en amont et en aval de la cavité,
- 4 coefficients de réflexion en amont et en aval du matériau placé entre les deux parois extérieures.

La méthode de calcul [19] est basée sur la décomposition du champ acoustique. La formule suivante donne l'expression de la perte par transmission totale de la structure :

$$TL = TL_{p1} + TL_{p2} + TL_m + TL_u + TL_d \quad (dB) \quad (5.1)$$

TL_{p1} et TL_{p2} sont les pertes par transmission des panneaux 1 et 2,

TL_m perte par transmission du matériau placé entre les deux panneaux,

TL_u et TL_d représentent les réflexions multiples à l'intérieur des gaps d'air en amont et en aval de l'absorbant, leurs expressions sont données par les deux formules suivantes :

$$TL_u = -20 \log \left(\frac{1}{1 - r_1 r_{p1} \exp(-2jk_0 D_1)} \right) \quad (5.2)$$

$$TL_d = -20 \log \left(\frac{1}{1 - r_2 r_{p2} \exp(-2jk_0 D_2)} \right) \quad (5.3)$$

r_1 et r_2 coefficients de réflexion en amont et en aval respectivement du matériau absorbant, r_{p1} et r_{p2} coefficients de réflexion de la première et deuxième surface respectivement, k_0 nombre d'onde.

D'autre part, **la loi de masse** permet d'estimer l'isolation sonore des panneaux pour le cas d'une incidence normale [19].

$$TL_{pj} = -20 \log \left(\left| \frac{2Z_0}{2Z_0 + j\omega m_{sj}} \right| \right) \quad (5.4)$$

Z_0 impédance caractéristique de l'air, ω fréquence angulaire, m_{sj} masse surfacique pour $j = \{1, 2\}$ (panneaux 1 et 2).

D'un autre côté, les coefficients de réflexion des deux panneaux r_{p1} et r_{p2} sont déterminés par la formule suivante :

$$r_{pj} = \frac{j\omega m_{sj}}{2Z_0 + j\omega m_{sj}} \quad , \quad j = \{1, 2\} \quad (5.5)$$

Le modèle utilisé pour décrire les panneaux de la structure est valide pour les fréquences inférieures à la fréquence critique de chacun des deux panneaux. La perte par transmission du matériau absorbant TL_m caractérise son comportement intrinsèque, ce qui limite bien entendu l'application de ce matériau à l'intérieur d'une structure à double paroi à un seul cas possible, en effet chaque matériau absorbant permet d'étudier une seule configuration de la structure. Par conséquent, il faut tester plusieurs absorbants pour optimiser la structure totale.

5.1.3 Montage des mesures expérimentales

Trois montages différents permettant de mesurer les propriétés acoustiques r_1 , r_2 et TL_m ; la technique de mesure en tube d'impédance est à la base de toutes ces mesures. La figure 5.2 montre les trois dispositifs de montage.

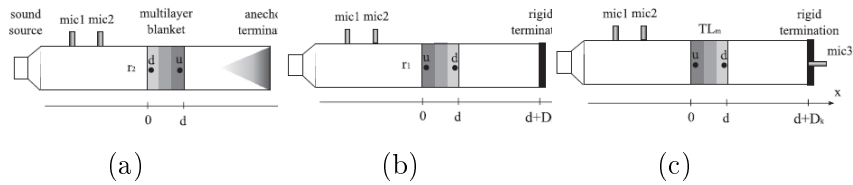


Figure 5.2 Dispositifs des mesures en tube d'impédance : mesure de r_2 (a), mesure de r_1 (b) et mesure de STL_m (c) [19]

Le coefficient de réflexion r_2 est mesuré avec un gap d'air à la face amont en utilisant une terminaison anéchoïque (tube cylindrique 4 m de longueur, rempli par de la fibre de verre à faible densité) et r_1 est également mesuré avec un gap d'air D_2 en appliquant une terminaison rigide. La mesure du coefficient de réflexion r_1 mène à une divergence dans l'estimation du comportement mécanique de la structure en basses fréquences autour de

sa fréquence de résonance, parce qu'il ne prend pas en considération le comportement mécanique du panneau en aval. Dans cette méthode expérimentale, l'effet du matériau absorbant est observé en moyennes et hautes fréquences. Il est important de citer l'influence des conditions du montage en tube d'impédance pour la mesure des différents coefficients de réflexion en amont et en val de la structure. La méthode des 3 microphones permet de mesurer sous incidence normale l'isolation sonore TL_m du matériau absorbant [21].

Les caractéristiques du tube d'impédance des mesures expérimentales sont présentées dans le tableau suivant :

Description	Diamètre (mm)	Bande de fréquence (Hz)	Distance mic1-mic2 (mm)	Distance mic2-sample (mm)
Tube d'impédance	44.5	150-4200	25	45

Tableau 5.1 Caractéristiques du tube d'impédance des mesures expérimentales

Dans l'extrémité gauche du tube, un bruit blanc est généré par un haut parleur dans la bande de fréquence indiqué sur le tableau. Les deux microphones sont positionnés dans leurs positions standards, et le troisième microphone est monté en terminaison rigide. Une procédure de calibration est effectuées suivant la norme ISO-10534-2 [49]. Il est indispensable de mesurer les conditions de température, pression et humidité relative durant les mesures afin d'estimer convenablement l'impédance caractéristique Z_0 et le nombre d'onde k_0 dans la couche d'air.

5.1.4 Validation des concepts de la partie droite

La méthode TMM permet de prédire le comportement de la structure des traitements de la partie chaude du compartiment moteur, en se basant sur les résultats de caractérisation des matériaux acoustiques classiques. Le matériau absorbant est caractérisé par son nombre d'onde caractéristique et son impédance caractéristique Z_c .

La figure 5.3 illustre la configuration du traitement acoustique du prototype de la motoneige pour la partie droite. Cette structure est composée en sandwich d'un matériau absorbant (mousse de polyuréthane H 180) entre une feuille d'aluminium et un panneau de plastique. Deux gaps d'air sont considérés 0.1 mm et 5 mm respectivement en amont et en aval de l'absorbant. L'intérieur du compartiment moteur est en haut de la configuration et le bas de la figure représente la partie extérieure du compartiment moteur. Le matériau considéré est à 25 mm d'épaisseur.

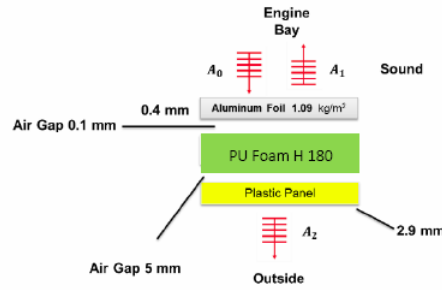


Figure 5.3 Configuration de la partie droite de la motoneige - structure 1

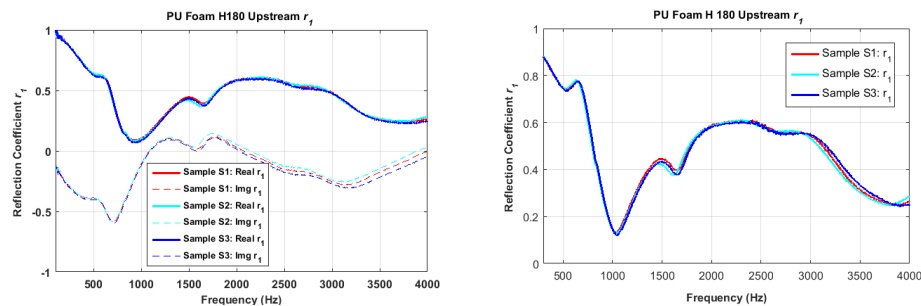
5.1.4.1 Matériau absorbant : mousse de Polyuréthane PU 180

Dans cette étape de validation, deux absorbants seront utilisés : mousse de Polyuréthane PU 180 et une fibre de verre Swift-co 800 gsm. Le tableau suivant illustre les propriétés de ces deux matériaux.

Propriétés	Mousse de Polyuréthane H 180	Swift-co 800 gsm
Épaisseur (10^{-3}m)	25	11.07
Masse volumique (kg/m^3)	23.4	72.26
Porosité	0.98	0.996
Résistance (N.s.m^{-4})	36960	49850
Tortuosité	1.2	1
LCV (10^{-6}m)	11.23	62.1
LCT (10^{-6}m)	323.1	736
Module de Young $E(\text{kPa})$	213.7	-
Coefficient de Poisson ν	0.375	-
Coefficient d'amortissement η	0.106	-

Tableau 5.2 Propriétés physique et mécanique des matériaux absorbants

Les figures suivantes montrent les coefficients r_1 et r_2 du matériau absorbant, le coefficient d'absorption et l'isolation sonore STL_m . Il est à signaler que toutes les mesures sont effectuées en utilisant trois échantillons.

Figure 5.4 Coefficient de réflexion r_1 , complexe (gauche), module $|r_1|$ (droite)

Pour la partie en aval de l'absorbant :

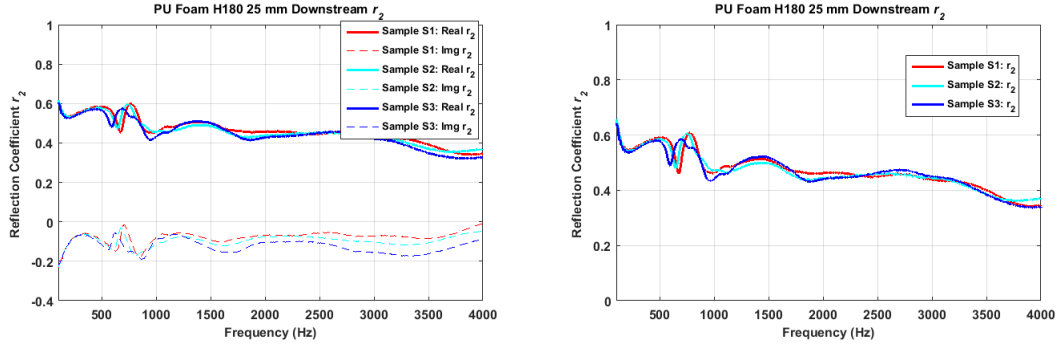


Figure 5.5 Coefficient de réflexion r_2 , complexe (gauche), module $|r_2|$ (droite).

Pour le coefficient d'absorption et la transparence acoustique :

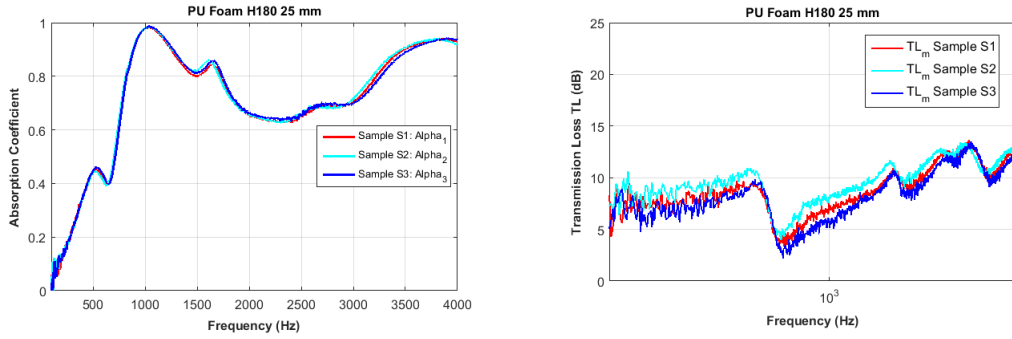


Figure 5.6 Coefficient d'absorption (gauche), transparence STL_m (droite).

Dans toutes les figures ainsi présentées, la répétitivité est observable dans les mesures entre les différents échantillons mesurés. Les fluctuations en basses fréquences dans le cas de la mesure du coefficient r_2 sont causées par la terminaison anéchoïque.

Les coefficients de réflexion r_{p1} , r_{p2} et d'isolation acoustique TL_{p1} , TL_{p2} sont présentés dans la figure suivante :

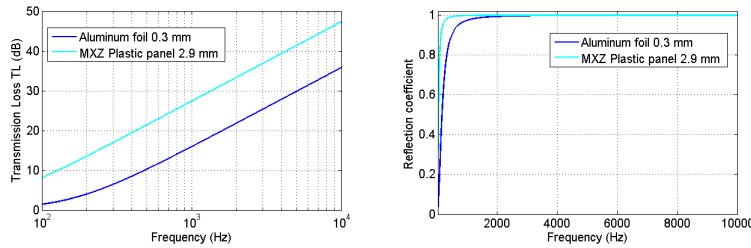


Figure 5.7 Loi de masse appliquée sur la feuille en aluminium et au panneau de plastique MXZ, l'indice d'affaiblissement (gauche), coefficient de réflexion (droite).

Le panneau de plastique utilisé dans cette structure a les caractéristiques élastiques suivantes :

- Module de Young : $E = 1.32 \cdot 10^9$ (N/m),
- Coefficient de Poisson : $\nu = 0.3$,
- Amortissement : $\eta = 0.04$,
- Masse volumique : 1054 (kg/m^3).

Les isolations sonores des 2 panneaux sont évaluées à l'aide de la loi de masse. La figure 5.8 montre l'évolution de l'indice d'affaiblissement total après la reconstitution de la structure étudiée :

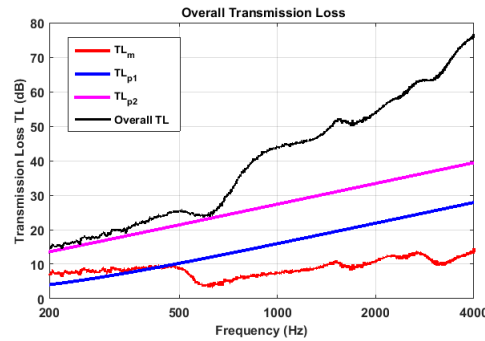


Figure 5.8 Indice d'affaiblissement total de la structure 1

Dans l'indice d'affaiblissement total de la structure 1, des oscillations sont observables en basses fréquences. En effet, elles sont dues à l'estimation du comportement mécanique de la structure en basses fréquences autour de sa fréquence de résonance. La contribution de la perte par transmission du matériau absorbant entre les deux panneaux est prépondérante en comparaison avec celle de l'absorption qui est due aux réflexions multiples en amont et en aval. Les indices d'affaiblissement TL_u et TL_d présentent des oscillations autour de 0 dB, et ils sont négatifs dans certaines régions de fréquences.

La méthode appliquée à la structure de la partie droite de la motoneige est comparée avec le code de simulation NOVA qui se base sur la méthode des matrices de transfert TMM. Le résultat est présenté sur la figure suivante :

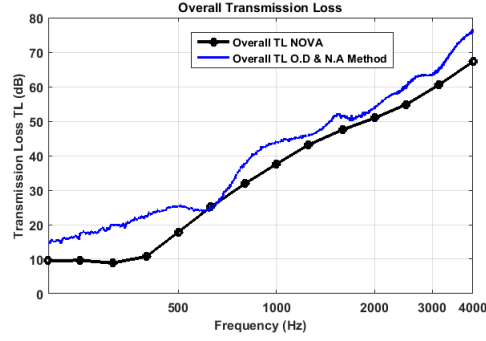


Figure 5.9 Indice d'affaiblissement total de la structure 1 : comparaison du résultat NOVA (théorique) et méthode O.Doutres / N.Atalla (expérimental)

On remarque une affinité acceptable entre la simulation du code NOVA et la mesure à partir de la méthode expérimentale ainsi présentée, à l'exception de certaines fréquences locales. Ceci est du bien entendu aux conditions frontières du montage des échantillons et des résonances du squelette du matériau absorbant. En outre, la mesure avec la terminaison rigide est également une cause de la divergence des résultats en dessous de la fréquence de résonance, parce qu'elle ne considère pas le comportement mécanique de la paroi en aval.

D'autre part, cette comparaison illustre que la méthode expérimentale ne permet pas de prédire la fréquence de résonance double paroi de la structure. En effet, la divergence entre les deux méthodes d'évaluation de la perte par transmission en basses fréquences est causée par les conditions de montage et les résonances du matériau absorbant dans le cas de la mesure en tube d'impédance.

5.1.4.2 Matériau absorbant : fibre de verre Swift-co 800 gsm

La même méthode expérimentale est appliquée sur la structure suivante :

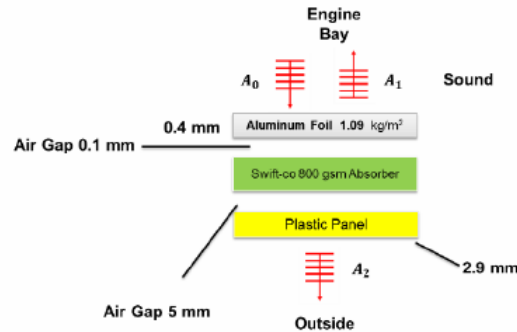


Figure 5.10 Configuration de la partie droite de la motoneige - structure 2

La différence notable entre les deux configurations réside dans le fait d'inter-changer les deux matériaux absorbants à l'intérieur des deux panneaux extérieurs.

Les figures suivantes montrent les coefficients r_1 et r_2 de la fibre de verre, le coefficient d'absorption et l'isolation sonore STL_m . Les mesures sont effectuées en utilisant trois échantillons.

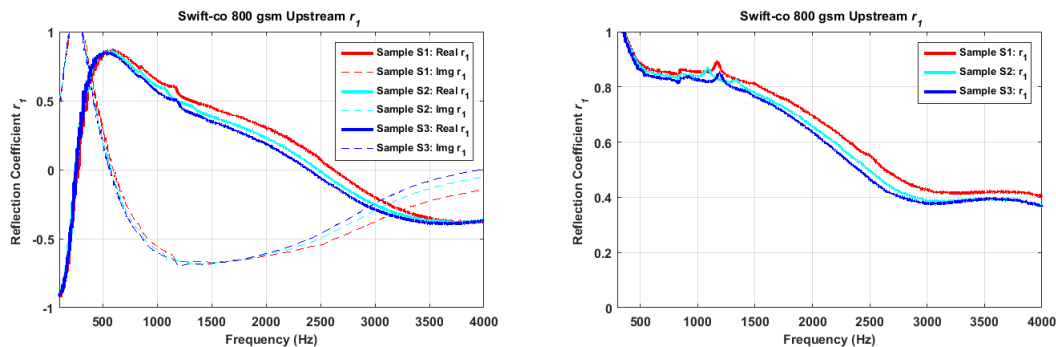


Figure 5.11 Coefficient de réflexion r_1 , complexe (gauche), module $|r_1|$ (droite)

La partie en aval de l'absorbant :

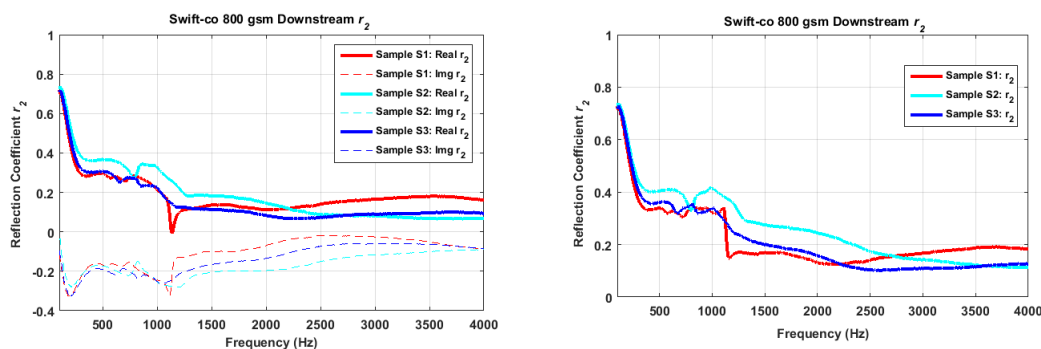


Figure 5.12 Coefficient de réflexion r_2 , complexe (gauche), module $|r_2|$ (droite)

L'absorption sonore est présentée sur la figure suivante :

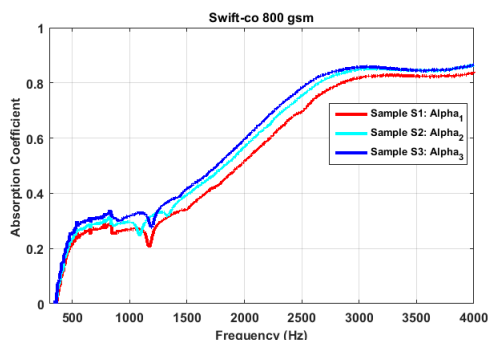


Figure 5.13 Coefficient d'absorption alpha.

Une fréquence de résonance de la fibre de verre est au voisinage de la fréquence 1200 Hz, elle est observée pour les trois échantillons testés.

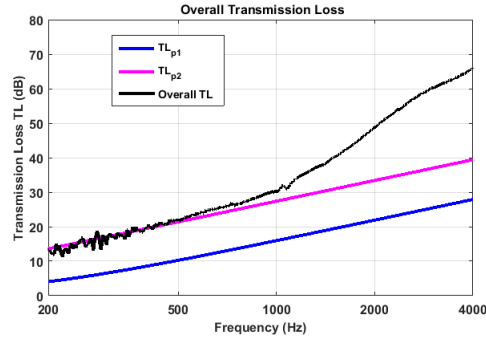


Figure 5.14 Indice d'affaiblissement total de la structure 2.

L'indice d'affaiblissement total de la structure 2 :

La méthode appliquée à la structure de la partie droite de la motoneige est comparée avec le code de simulation NOVA, le résultat obtenu est présenté sur la figure 5.15. La même raison est derrière les oscillations en basses fréquences au dessous de la fréquence de résonance de la structure 2 (500 Hz). En revanche, cette méthode prédictive converge pratiquement sur les hautes fréquences au delà de la fréquence de résonance (1000-4000 Hz).

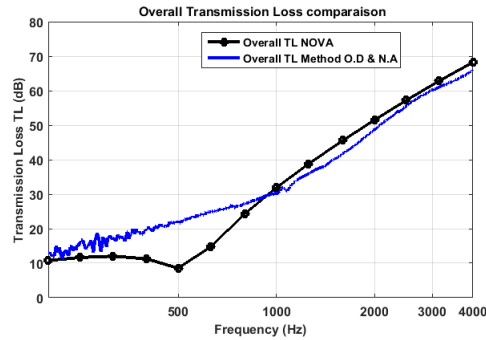


Figure 5.15 STL total de la structure 2 : comparaison du résultat sur NOVA (théorique) et méthode Olivier Doutres / Nouredine Atalla (expérimental)

Il est important de comparer les deux structures pour évaluer l'influence du matériau absorbant entre les deux panneaux extérieurs. Dans la figure 5.16, les résultats obtenus par les deux approches sont comparés : la simulation numérique avec NOVA et la méthode expérimentale. Ceci pour les deux matériaux absorbants : Mousse de Polyuréthane PU Foam H 180 et la fibre de verre Swift-co 800 gsm.

En faisant une comparaison des performances en isolation des deux structures, la mousse de polyuréthane est plus performante en isolation que la fibre de verre Swift-co 800 gsm. En conclusion, à l'aide de cette méthode expérimentale, le concept du traitement acoustique de

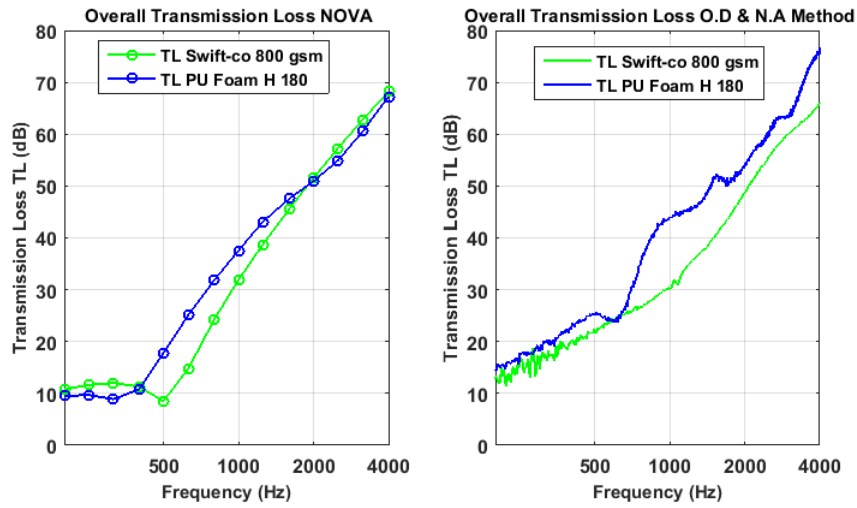


Figure 5.16 STL total de la structure : comparaison des résultats des deux absorbants

la partie droite est validé. Ceci est bien entendu dans la perspective de diriger les solutions et le choix final de l'habillage phonique du compartiment moteur de la motoneige.

CHAPITRE 6

TESTS DES CONCEPTS DÉVELOPPÉS DANS LA CHAMBRE ANÉCHOÏQUE DU GAUS

Ce chapitre porte sur les tests élaborés dans la chambre anéchoïque du GAUS de l'habillage phonique, dans le but d'évaluer la performance des traitements en réduction du bruit indésirable de la motoneige. Ces tests vont guider le choix des solutions finales de l'habillage phonique de la motoneige.

6.1 Objectif des tests

L'objectif de ces tests est d'identifier des solutions efficaces de l'habillage phonique du compartiment moteur du prototype de la motoneige, ces solutions seront appliquées sur un prototype avancé de la motoneige. La performance acoustique et l'efficacité de ces traitements sont évaluées à l'aide de l'indicateur vibroacoustique : perte par insertion IL ; ceci pour les sous-systèmes suivants : panneaux gauche / droit, garde poulie, panneau supérieur et coquille du silencieux.

Les solutions de ces traitements vont permettre à l'équipe d'estimer l'efficacité en "pass by" et également d'investiguer les chemins de transfert entre les sources du bruit et les microphones cibles placés à la ligne qui représente le "pass by" du véhicule.

6.2 Lieu des tests

Les tests sont réalisés dans la chambre anéchoïque du GAUS, le véhicule utilisé est un prototype fourni par la compagnie BRP.

L'environnement anéchoïque se caractérise par une absorption de l'énergie acoustique d'un niveau de 99 % à 100 %, en outre il existe une fréquence de coupure en basses fréquences, qui caractérise chaque chambre anéchoïque. Les tests de l'efficacité des traitements vont être effectués dans cet environnement.

6.3 Méthodologie

Dans ces tests, la méthodologie élaborée consiste à mesurer directement les fonctions de transfert (FRFs) entre des microphones de références (placés près des sources de bruit) et les points d'intérêts (niveaux de pression des microphones cibles).

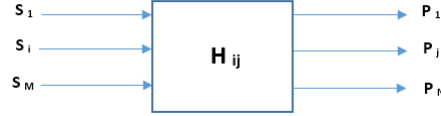


Figure 6.1 Schéma des entrées sorties des fonctions de transfert FRFs.

Avec : $i = 1, \dots, N$ et $j = 1, \dots, M$ $N > M$

N est le nombre de points de mesures des niveaux de pressions acoustiques et M est le nombre des sources acoustiques de références. Il est à signaler que le nombre de réponses N est plus grand que le nombre d'excitations acoustiques M .

Chaque degré de liberté (DOF), qui intervient entre la source acoustique et le receveur (microphone cible) est un chemin de transfert.

$$P_i(w) = H_{ij}S_j(w) \quad (6.1)$$

P_i le spectre complexe de la pression acoustique, H_{ij} fonction de transfert entre la source i et le point receveur j , S_j spectre de la source acoustique j (pressions à des microphones placés près des sources). Plus explicitement :

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_i \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1M} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ H_{N1} & H_{N2} & \cdots & H_{NM} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ \vdots \\ S_j \\ \vdots \\ S_M \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

6.4 Montage expérimental

6.4.1 Généralités sur les tests

Dans un premier lieu, une description des tests de l'habillage phonique est abordée. Le véhicule est placé dans l'allée centrale de la chambre anéchoïque du GAUS, deux lignes de microphones sont définies : une ligne est placée à gauche de la motoneige et l'autre à sa droite. Dans chaque ligne, 5 microphones sont placés avec des positions bien déterminées pour mesurer le rayonnement extérieur du véhicule (pour avoir une idée du bruit de pass-by). La distance entre la ligne centrale du véhicule (virtuelle) et la ligne des microphones cibles (droite ou gauche) est évaluée à 174 cm. D'autre part, un mannequin acoustique est placé sur le siège du véhicule avec deux microphones dans ses oreilles gauche et droite et deux autres microphones dans le casque, ces 4 microphones permettent de mesurer le bruit au niveau de l'opérateur.

L'approche de la mesure va prendre en considération les éléments suivants :

- Mesurer les fonctions de transfert entre les différentes sources et les point de mesures.
- Effectuer des mesures sans et avec les solutions des traitements acoustiques pour évaluer leur efficacité.

6.4.2 Définition des sources acoustiques

Il existe plusieurs sources qui génèrent le bruit indésirable au niveau du compartiment moteur de la motoneige. Une étude élaborée dans le début du projet dSKIBel a permis d'identifier les sources potentielles qui génèrent du bruit et la contribution individuelle de chaque source. C'est la raison pour laquelle, on a choisi de mettre des haut-parleurs représentant des sources acoustiques dans les éléments suivants :

- Source à l'entrée du silencieux,
- Source à l'entrée du système d'échappement (sortie du Y manifold),
- Source dans l'air box primaire,
- Source dans la transmission CVT (proche de la flasque mobile),
- Source dans le compartiment moteur.

D'un autre côté, on définit 5 microphones de références, chacun d'entre eux est placé proche d'une de ces sources acoustiques ainsi mentionnées.

La figure 6.2 montre les différents emplacements des sources dans le compartiment moteur de la motoneige :

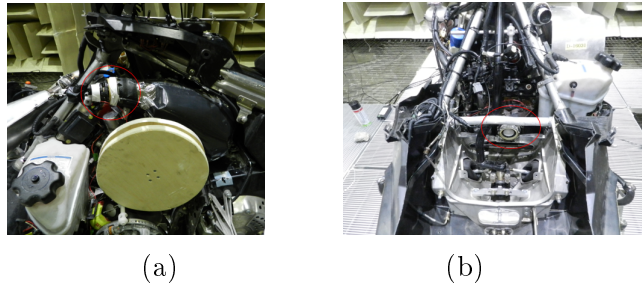


Figure 6.2 Haut-parleurs placés dans l'air box primaire (a), Y-Manifold (b)

Pour les emplacements des sources à l'entrée du silencieux et à l'intérieur du compartiment moteur :

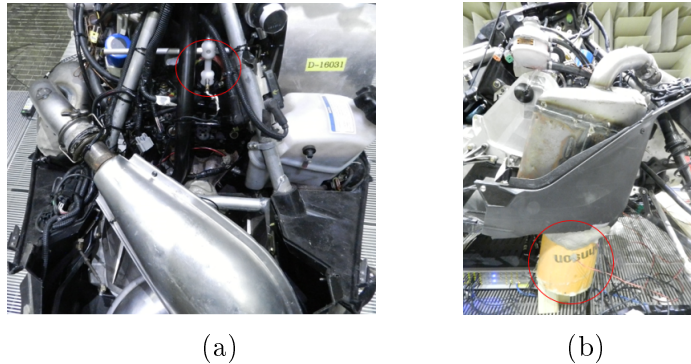


Figure 6.3 Haut-parleur dans le compartiment moteur (a), source acoustique dans le silencieux (b)

Pour la transmission CVT :

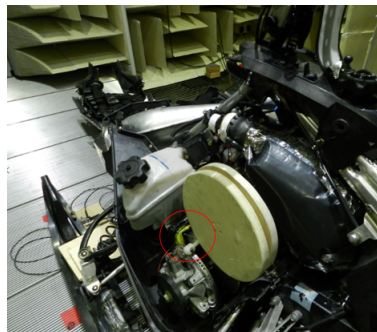


Figure 6.4 Haut-parleur dans la transmission CVT

Il est notable que chaque source acoustique est connectée à un amplificateur qui est aussi connecté au matériel d'acquisition des données **LMS Test.Lab 15** via des câbles BNC.

6.4.3 Définition des points de mesure

Cinq microphones sont utilisés au niveau des points de mesure, chaque microphone est lié à une source acoustique ; ces microphones permettent d'évaluer les niveaux de pression acoustique au niveau des sources de références.

D'autre part, on définit des points de mesures au niveau de l'opérateur (le mannequin acoustique représente le pilote). Il est à signaler la présence de 4 microphones à ce niveau de mesure : 2 dans les oreilles du mannequin et les 2 autres collés à la surface extérieure du casque.

La figure 6.5 montre le mannequin monté sur le siège du véhicule.



Figure 6.5 Mannequin monté sur le siège du véhicule avec les microphones cibles collés à la surface extérieure du casque

Il existe un autre point de mesure au niveau du microphone placé en haut du véhicule, la figure suivante montre sa position :



Figure 6.6 Microphone cible du haut "Cible Top"

L'étape de la calibration est fondamentale, parce qu'elle permet de corriger les erreurs des microphones. Le mannequin acoustique est calibré à l'aide d'un pistonphone. La figure 6.7

montre l'oreille droite du mannequin, le microphone à calibrer est à l'intérieur de l'oreille (guide d'instruction du mannequin).

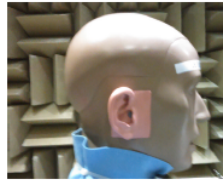


Figure 6.7 Oreille gauche du mannequin acoustique (microphone à l'intérieur de l'oreille)

Le montage final est présenté dans la figure suivante :

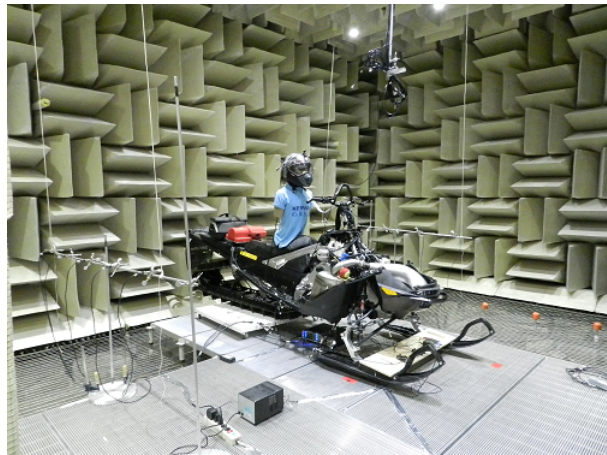


Figure 6.8 Montage final pour évaluer les performances de l'habillage phonique de la motoneige

Le schéma suivant illustre le schéma final du montage :

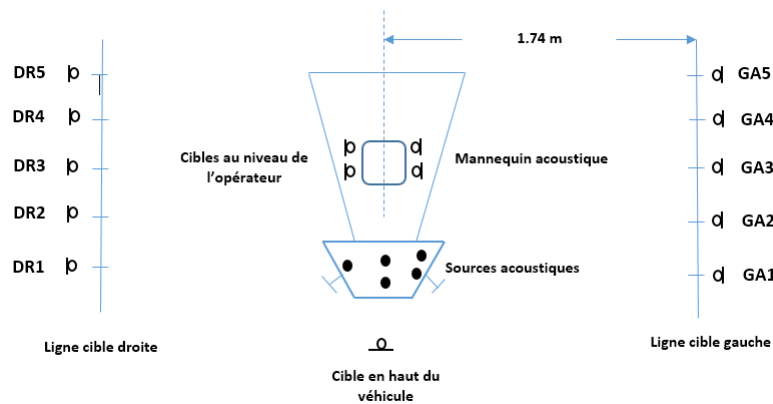


Figure 6.9 Schéma final du montage expérimental et illustration des sources de références et des points cibles

6.4.4 Configurations des traitements acoustiques testés

Il existe plusieurs configurations à tester pour chaque sous-système étudié. La typologie de ces traitements est basée sur les résultats de simulation sur NOVA et du travail d'optimisation de différents concepts. La figure suivante montre les échantillons des matériaux testés sur le véhicule.



Figure 6.10 Échantillons des matériaux testés

• Panneau supérieur

Le concept Swift-co est un traitement multicouche, il est adapté à la géométrie "Air box" secondaire (3D PAD). La figure suivante illustre deux échantillons :



(a)



(b)

Figure 6.11 (a) Concept Swift-co du panneau supérieur : aluminum patch et (b) Surface homogène (l'écran couvre toute la surface du panneau)

Les configurations testées sont présentées dans le tableau suivant :

Configuration 1 (opt 3)	Configuration 2 (opt 13)	Configuration 3 (P05)
Y 96 + Aluminum Patch	750 Rayls AFR	Écran de protection
Fibre de verre 800 gsm	Fibre de verre 500 gsm	Mousse FM
Écran de protection G9	Pure Foam	Écran de protection G9
	Écran de protection G9	

Tableau 6.1 Configurations du panneau supérieur

- **Garde poulie**

Le garde poulie de la motoneige est présenté dans la figure 6.12 :



Figure 6.12 Garde poulie de la motoneige en plastique

Les configurations testées sur le garde poulie en plastique sont décrites dans le tableau suivant :

Configuration 1 CFG01 a	Configuration 2 CFG02 a	Configuration 3 CFG03	Configuration 4 CFG04
3D concept	Écran résistif 750 Rayls AFR	Écran résistif Y96	Écran résistif 750 Rayls AFR
	Fibre de verre 800 gsm	Fibre de verre 800 gsm	Fibre de verre 500 gsm
	Écran de protection G9	Écran de protection G9	Pure Foam

Tableau 6.2 Configurations testées du garde poulie

Les configurations 2 et 3 ont deux faces : un écran résistif (en face de la transmission CVT) et l'autre face est un écran protecteur.

- **Capot latéral droite / coque inférieure**

Le panneau latéral droite sans traitement est présenté sur la figure 6.13 :



Figure 6.13 Panneau droite sans traitement "bare"

Les configurations testées dans ce sous-système sont présentées dans le tableau suivant :

Configuration 1 CFG01 a	Configuration 2 CFG02	Configuration 3 CFG03	Configuration 4 CFG04
Feuille d'aluminium	Feuille d'aluminium Foil	Feuille d'aluminium	Feuille d'aluminium
Pure Foam	Fibre de verre 500 gsm	Fibre de verre 500 gsm	Light Heavy mass (vinyl)
		Pure Foam	Fibre de verre 500 gsm
			Pure Foam

Tableau 6.3 Configurations du panneau latéral droite

Il faut noter que toutes les configurations testées sont réalisées avec le même traitement sur la coque : feuille d'aluminium et "pure foam 1".

- **Capot latéral gauche / coque inférieure**

La figure suivante montre le panneau gauche sans traitement. Il est à noter qu'il n'y a pas de protection thermique dans cette région, par conséquent, il faut pratiquement optimiser les fonctions acoustiques : l'absorption et l'isolation.



Figure 6.14 Capot gauche de la motoneige sans traitement

Les concepts testés sont similaires aux traitements appliqués sur le garde poulie :

- "Fiber Glass 1000 gsm" avec un écran résistif,
- Concept hybride avec un écran résistif.

L'écran résistif est placé sur la face exposée à la CVT et l'écran de protection sur la face en contact avec le panneau gauche. Le tableau suivant présente la composition des différentes configurations testées.

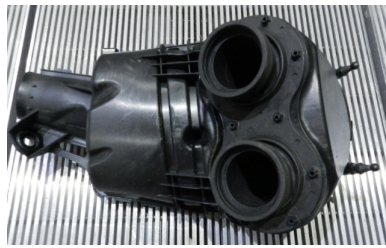
Toutes les configurations sont testées avec le même traitement sur la coque inférieure : "Glass fiber 800 gsm" avec un écran résistif 750 Rayls AFR.

Configuration 1 CFG01 b	Configuration 2 CFG02 a	Configuration 3 CFG03 a
Écran résistif 750 Rayls AFR	Écran résistif Y96	Écran résistif 750 Rayls AFR
Fibre de verre 1000 gsm	Fibre de verre 1000 gsm	Fibre de verre 500 gsm
Écran de protection G9	Écran de protection G9	Pure Foam
		Écran de protection G9

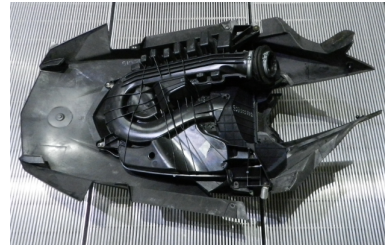
Tableau 6.4 Configurations testées sur le capot latéral de gauche.

- "Air box" primaire

L'admission d'air du moteur de la motoneige est assurée par l'air box primaire et secondaire, ils sont connectés par un joint en Caoutchouc.



(a)



(b)

Figure 6.15 "Air box" primaire (a), "Air box" secondaire (b)

Les tableaux suivant présentent les différentes configurations testées :

Configuration 1 (CFG01)	Configuration 2 (CFG02)	Configuration 3 (CFG03 a)
Feutre (Nomex)	Masse lourde (vinyl)	Masse lourde
Light heavy mass	Feutre (Rotax)	Mousse (Barymat)
Feutre		

Tableau 6.5 Configurations Air Box primaire (1 à 3)

Pour les autres configurations testées :

Configuration 4 (CFG04)	Configuration 5 (CFG05)	Configuration 6 (CFG06)
Plaque d'aluminium	Plaque d'aluminium	Carton
Masse lourde		Mousse FM (1")
Mousse		

Tableau 6.6 Configurations Air Box primaire (4 à 6)

- **Silencieux / Tube**

Le silencieux du prototype de la motoneige est présenté sur la figure 6.16 :



Figure 6.16 Silencieux de la motoneige sans coquille

Il existe deux traitements acoustiques pour le silencieux et le tube :

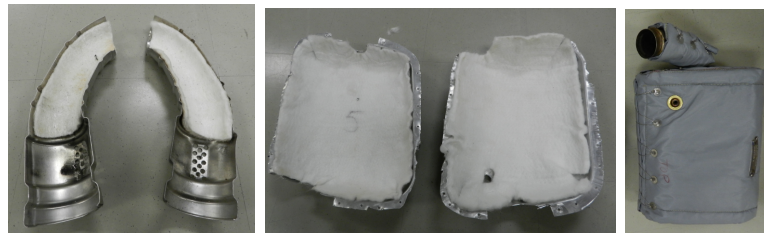


Figure 6.17 Coque du tube (gauche), Coquille standard du silencieux (milieu), Coquille "K-Wrapps" (droite).

Les différentes configurations testées sur le silencieux et le tube :

Configuration 1 Silencieux	Configuration 2 Silencieux + Tube	Configuration 3 Silencieux + Tube
Coque d'aluminium	Coque d'aluminium	K-Wrapps
Fibre de verre	Fibre de verre	

Tableau 6.7 Configurations testées sur le silencieux et le tube.

Le marche pieds constitue un trou d'aération, en effet l'air qui rentre par l'avant du véhicule sort par les aérations du compartiment moteur et également par le marche pieds 1.2.

6.5 Déroulement des tests

L'objectif de ces tests est d'estimer les deltas entre les différents traitements appliqués dans le compartiment moteur de la motoneige. Il existe plusieurs configurations testées qui favorisent l'absorption ou l'isolation. En effet, la masse lourde est placée dans la partie chaude afin de diminuer la transparence acoustique, dans les régions où on cherche à améliorer la fonction d'absorption, le concept Swift-co est appliqué avec un écran résistif pour protéger le matériau absorbant et améliorer également les performances en basses fréquences.

- **Typologie de test 1**

Le premier test a pour objectif de permettre une comparaison entre deux indicateurs de performance acoustique : la transparence et l'absorption. La présence des fuites dans le compartiment moteur oblige à effectuer ce test pour identifier les contributeurs potentiels du bruit rayonné par le moteur, le système d'échappement, le système d'entrée d'air et le silencieux, et par la suite d'adopter une méthodologie qui permet de réduire ce bruit indésirable par un traitement efficace qui se focalise sur l'absorption ou sur l'isolation. Les 2 autres tests seront typiquement une conséquence du présent.

- **Typologie de test 2**

Le premier type de test permet de déterminer l'indicateur vibroacoustique à optimiser, par conséquent, ce deuxième type de tests a pour objectif d'optimiser la transparence acoustique tout en augmentant la masse totale du traitement (**loi de masse**).

- **Typologie de test 3**

Dans ce test, il est demandé d'optimiser l'absorption sonore du traitement en augmentant la densité du matériau absorbant. Les résultats seront déterminés par la perte par insertion qui indique la performance brute du concept appliqué.

On procède par une combinaison des sources acoustiques et les différentes solutions de l'habillage phonique dans le compartiment moteur. Les sources acoustiques sont alternées tout en appliquant un traitement sur un sous-système donné. Chaque source est activée individuellement et ensuite les configurations de chaque sous-système sont testées. Enfin toutes les sources sont activées pour évaluer l'impact de chaque solution.

L'étape suivante consiste à appliquer les tests en suivant une subdivision par sous-système : panneaux latéraux (gauche et droite), Air box primaire, garde poulie et panneau supérieur. Dans le dernier test, la meilleure solution est choisie pour chaque sous-système afin d'évaluer la performance totale des traitements dans le compartiment moteur de la motoneige.

6.6 Consignes et indicateurs vibroacoustiques

La performance des traitements appliqués est évaluée à l'aide des fonctions de transfert entre les différentes sources et les microphones cibles. Chaque chemin de transfert est caractérisé par la formule suivante :

$$H_{ij} = \frac{P_i}{S_j} \quad (6.3)$$

P_i pression au point de mesure i,

S_j microphones près de la source dépendante de la variable j.

Ensuite, la perte par insertion IL qui caractérise le gain brut des solutions de l'habillage phonique, est calculée par la formule suivante :

$$IL = H_{bare} - H_{nct} \quad (6.4)$$

H_{bare} mesure de la fonction de Transfert FT sans traitement appliqué.

H_{nct} mesure de la FT avec un traitement appliqué.

Il est important de signaler qu'avant d'entamer chaque test, il faut vérifier la présence d'un non fonctionnement dans le processus initial du montage de la motoneige ; un test de vérification "sanity check" est effectué en appliquant une mousse de polyuréthane 1" d'épaisseur et une couche du Barymat sur le panneau gauche de la motoneige. Ensuite, la source de bruit placée dans la transmission CVT est activée, ceci dans les deux cas : avec et sans traitement appliqué.

Des bonnes pratiques sont respectées en tant qu'expérimentateur durant les tests, en outre la vérification de la présence d'un contact entre les panneaux de la motoneige (droite et gauche) et la configuration du traitement appliqué est primordiale. Ceci pour éviter la transmission solidienne.

D'autre part, la répétitivité des tests est un autre paramètre à vérifier durant les tests, cela permet de quantifier l'effet de l'assemblage et du montage dans les mesures des pressions acoustiques. Il faut observer les tendances dans les figures des résultats finaux (perte par insertion) à travers les différentes configurations pour chaque sous-système. D'un autre côté, la fonction cohérence entre la cible et la source de bruit est également observée dans chaque séquence de mesure.

Il est à noter que les FRFs sont très sensibles à la position des microphones, c'est pour cette raison qu'il est important de s'assurer que les microphones cibles gardent les mêmes positions pendant toutes les configurations testées.

La variabilité des fonctions de transfert FRFs en hautes fréquences est pratiquement notable, par conséquent il faut typiquement maîtriser les paramètres extérieurs des mesures et les conditions de tests. D'autre part, on note le nombre important des FRFs, car on dispose de 6 sous-systèmes et pour chacun, il y a des différentes configurations des traitements à tester, de plus, 5 sources acoustiques références sont également utilisées. Par conséquent, le volume de données à gérer est important.

• Concept "Wrappings"

L'isolation thermique du système d'échappement et des conduites est indispensable pour protéger les opérateurs ou prévenir des pertes thermiques excessives. L'épaisseur de cette couche du traitement est typiquement évaluée à 25 mm. La présence du silencieux et du pot de raccordement dans la partie droite de la motoneige nécessitent à la fois un traitement favorisant à la fois les deux fonctions : thermique et acoustique. Le concept "Wrappings" consiste à appliquer une couche d'un matériau souple et imperméable sur la surface d'une couverture poreuse.

En outre la surface de la couche imperméable assure la protection de la couverture poreuse. D'un point de vue acoustique, la combinaison des deux couches produit un système isolant masse - ressort, en effet, la couverture résiliente représente le ressort et la couche imperméable lourde représente la masse. Dans les fréquences où l'impédance de la masse lourde est supérieure à l'impédance du squelette de la couverture poreuse, le niveau de vibration de la masse lourde devient inférieur à celui de la surface extérieure de la pièce couverte par ce traitement, par conséquent, la perte par insertion augmente en fonction de la fréquence.

Il faut signaler que dans ce traitement "wrappings", le matériau poreux est parfaitement en contact avec la surface extérieure vibrante de la pièce de base (silencieux), en conséquence, elle transmet la force à la masse lourde à travers la propagation du son entre ses fibres et également à travers le squelette du matériau absorbant.

Le modèle "Wood - Ungar" [10] prévoit la performance des traitements "wrappings" par la formule analytique suivante :

$$IL = 20\log\left|\cos(kL) - \frac{\rho_s}{\rho_M L} kL \sin(kL)\right| \text{ (dB)} \quad (6.5)$$

Le matériau poreux à une masse volumique ρ_M et un module de Young complexe $E' = E(1 + j\eta)$, la masse lourde est caractérisée par sa masse surfacique ρ_s , L est l'épaisseur du matériau poreux résilient.

$$k = \frac{w}{\sqrt{\frac{E(1+j\eta)}{\rho_s}}} \quad , \quad \eta = \frac{1}{Q} \quad (6.6)$$

Avec : k est le nombre d'onde complexe du matériau poreux, η est le facteur de perte, $\rho_s w$ est l'impédance de la masse surfacique de la couverture, Q est le facteur de perte.

Il existe une fréquence de résonance du système masse-ressort. L'atténuation du traitement est remarquable pour les fréquences supérieures à cette fréquence de résonance, elle augmente typiquement en fonction de la fréquence [10].

6.7 Résultats et discussion

La crédibilité des résultats dépend de la qualité de mesure des fonctions de transfert FRFs et d'un autre côté, de la qualité des données opérationnelles.

Dans cette section, les résultats des tests sur la motoneige dans la chambre anéchoïque du GAUS seront présentés en suivant une méthodologie de subdivision des traitements en sous-système, une analyse et discussion va suivre les résultats de chaque sous-structure. Les résultats vont être présentés en faisant une moyenne des pressions acoustiques mesurées par les microphones formant les deux lignes qui représentent le "pass by" (droite et gauche de la motoneige).

6.7.1 Partie droite de la motoneige

La partie droite est divisée en deux sous-système : panneau latéral droit / coque inférieure, le silencieux et le tube.

6.7.1.1 Panneau latéral droit / coque inférieure

Les niveaux SPL mesurés par les microphones de références dans le moteur et dans le système d'échappement sont présentés dans la figure suivante :

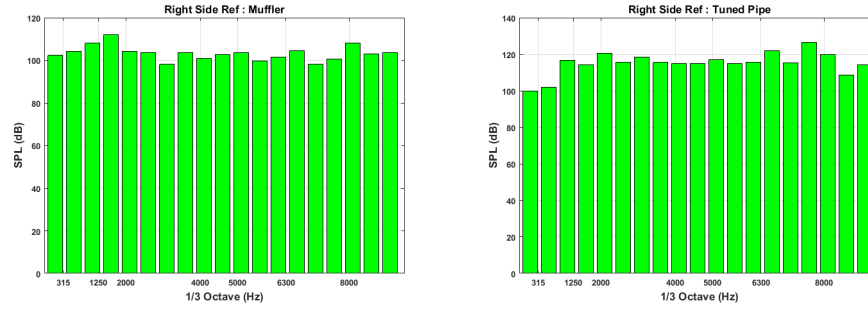


Figure 6.18 SPL mesuré près des sources (micros de référence) du silencieux et du système d'échappement (pot de détente)

La source dans le compartiment moteur :

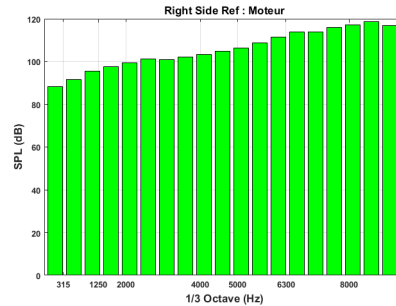


Figure 6.19 SPL mesuré près de la source placée dans compartiment moteur

La figure 6.20 montre le niveau de pression moyen SPL des deux lignes des microphones cibles avec une excitation acoustique dans le silencieux.

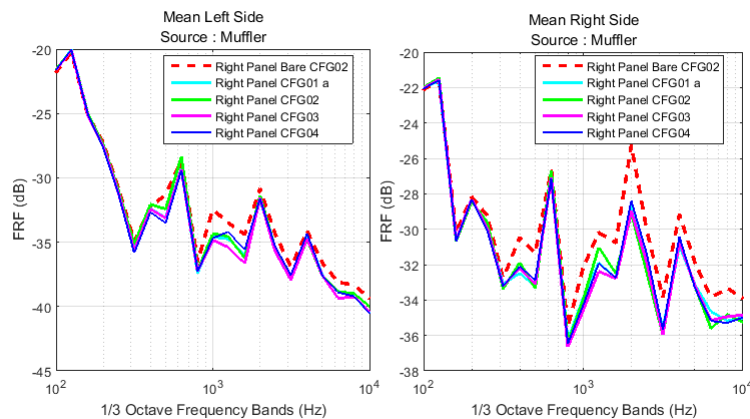


Figure 6.20 FRF entre le microphone de référence (silencieux) et les microphones cibles

Il est notable que les performances des différentes configurations sont similaires, on souligne un gain dans la partie droite plus que celle gauche du véhicule, parce que le silencieux est

une source potentielle dans la partie droite de la motoneige. Le gain est évalué de 1 à 1.5 dB. D'autre part, il n'y a pas une différence observable entre les différentes configurations au dessous de 1000 Hz à cause de la présence des fuites dans le compartiment moteur de la motoneige, par conséquent, il est recommandé de voir la bande de fréquence de 1000 à 10000 Hz. L'évolution globale de la fonction de transfert indique une répétitivité dans les mesures réalisées.

En ce qui concerne la source placée dans le compartiment moteur :

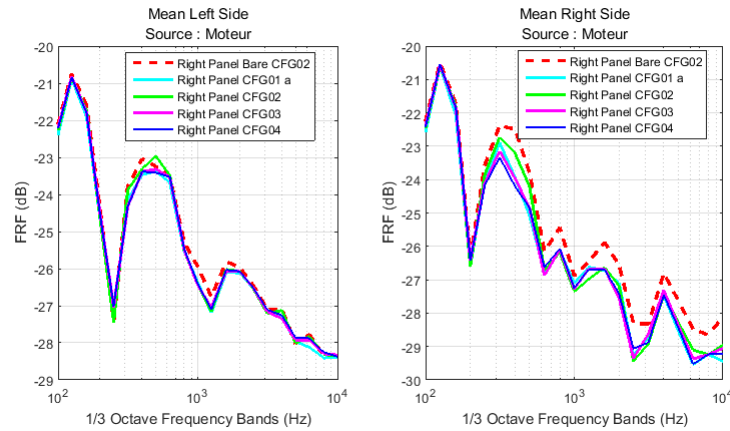


Figure 6.21 FRF entre le microphone de référence dans le compartiment moteur et les microphones cibles (gauche / droite)

La remarque principale de ces résultats indique qu'il n'existe typiquement pas de différence entre les différents traitements appliqués dans la partie gauche du véhicule et le comportement des traitements de la partie droite reste similaire à travers toute la bande de fréquence de 100 à 10000 Hz. Le gain obtenu est évalué de 0.8 à 1 dB, comme mentionné auparavant, il faut toujours analyser les hautes fréquences (1000 à 10000 Hz).

Il est à signaler que l'ennemi majeur de la conception de l'habillage phonique dans le compartiment moteur de la motoneige est la présence des fuites, par exemple le marche pieds (figure 6.22) est une source majeure d'inquiétude ayant une contribution majeure dans la dégradation des performances des traitements appliqués dans la partie droite, il est opportun d'évaluer l'impact du marche pieds dans cette partie. Cependant, ce marche pieds a un rôle extrêmement important dans la gestion de la chaleur dans le compartiment moteur et donc permettant de garder des températures acceptables des surfaces rayonnantes du silencieux et du tube. La figure 6.23 montre son impact sur les traitements appliqués sur le silencieux.

Dans cette figure, on compare le capot droite sans traitement avec l'application de la configuration 4 (Right Panel CFG04) et également configuration 4 a (Right Panel CFG04

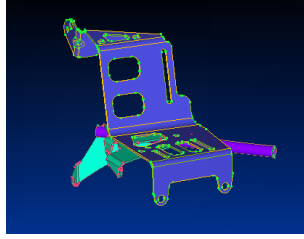


Figure 6.22 Marche pieds testé

a), cette dernière configuration est la même que la configuration 4, par contre le marche pieds est bouché avec deux couches de Barymat. Le gain réalisé est de 2 à 3 dB dans le cas où ce trou est bouché. Ainsi, il est important d'améliorer le design des trous dans le compartiment moteur.

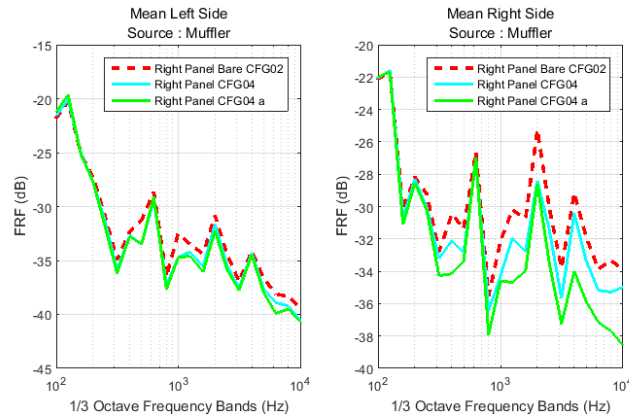


Figure 6.23 Impact du marche pieds sur les traitements appliqués sur la surface du panneau latéral droit

Le gain net des configurations testées dans la partie droite est présenté dans la figure suivante :

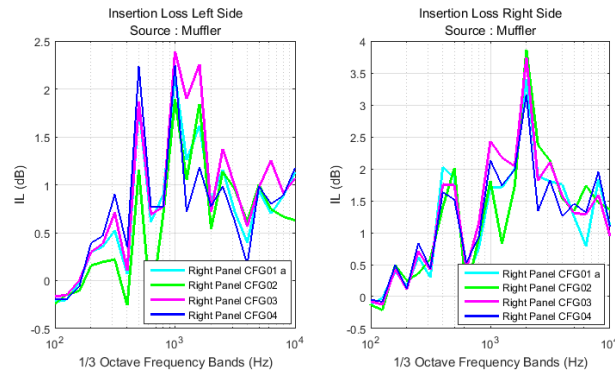


Figure 6.24 Perte par insertion des configurations testées sur le panneau latéral droit

6.7.1.2 Silencieux et tube

Les niveaux SPL mesurés par les microphones de références dans le silencieux et dans le compartiment moteur sont présentés dans la figure suivante :

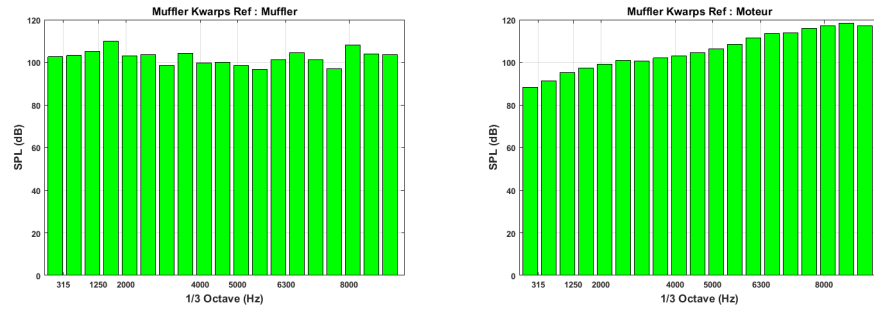


Figure 6.25 SPL mesuré près des sources du compartiment moteur et du silencieux

Le traitement standard du silencieux est un concept en laine de verre qui est entourée par une coquille en aluminium. Une dégradation considérable des performances de ce traitement en maintien, après 200 heures de fonctionnement, est pratiquement observée. Par conséquent, une laine résistante aux hautes températures est appliquée sur les parois du silencieux (laine de céramique).

La figure 6.26 présente la performance de la coquille standard (coque d'aluminium et fibre de verre) appliquée sur la surface extérieure du silencieux et du tube (comparaison avec le cas sans traitement pour le tube et silencieux).

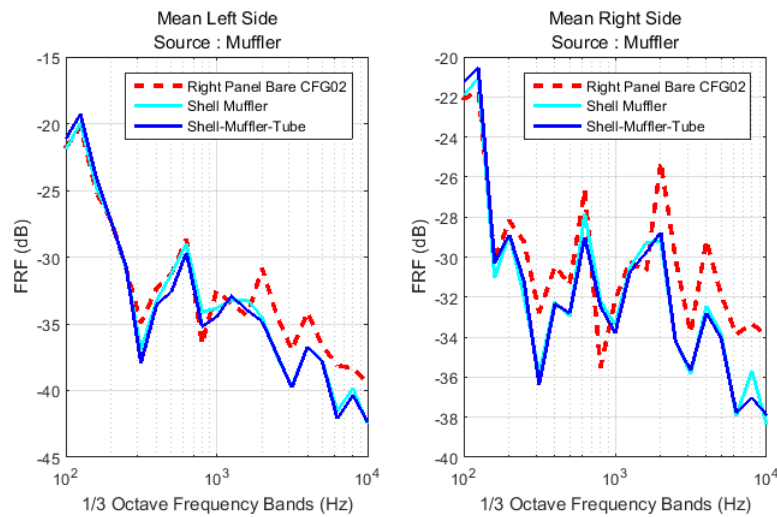


Figure 6.26 Impact de la coquille appliquée sur la surface extérieure du silencieux

Un gain est observable lorsqu'on applique la coquille sur la surface extérieure du silencieux, le gain est évalué environ à 3-5 dB. Cependant, la coquille sur le tube montre une légère amélioration du niveau moyen de bruit SPL. En revanche, il faut souligner que ce test n'est pas techniquement représentatif pour évaluer l'impact du tube, parce que la source est placée à la sortie du silencieux, donc elle est positionnée loin de la jonction silencieux - tube.

Le concept "K-Wrapps" représente une autre solution pour réduire le bruit dans la partie droite du véhicule, la figure 6.27 montre les résultats obtenus.

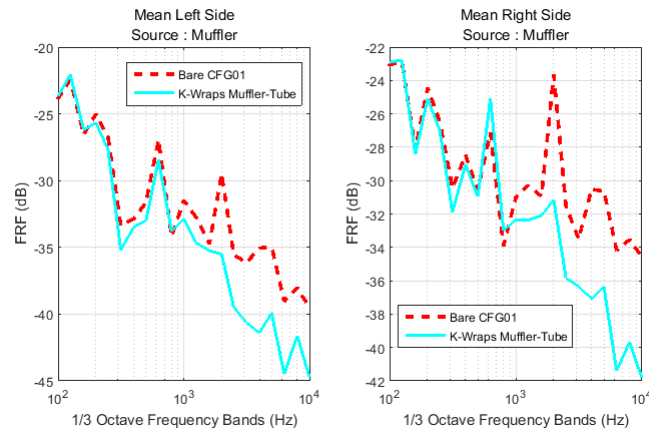


Figure 6.27 Concept K-Wrapps appliqué sur la surface extérieure du silencieux et du tube

Un bénéfice de 5 à 6 dB est observé dans les parties gauche et droite de la motoneige respectivement, en comparaison avec la configuration sans traitement. Ce qui permet de conclure sur le bénéfice important derrière l'application de ce concept sur les parois du silencieux.

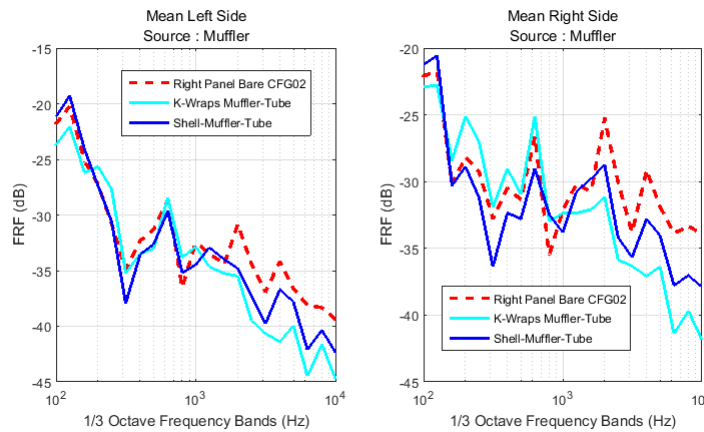


Figure 6.28 Comparaison entre les coquilles standards sur le silencieux / tube et le concept K- Wrapps

Une comparaison qualitative est présentée dans la figure 6.28 entre les K-Wrapps et la coquille standard du silencieux et du tube.

Cette comparaison qualitative montre l'importance du concept K-Wrapps en termes d'isolation du bruit rayonné par la surface extérieure du silencieux, cependant, le concept doit être optimisé en faisant des itérations sur les prototypes à venir (poids et épaisseur).

Le gain est observable en hautes fréquences à partir de 3000 Hz (voir figure 6.29). Il faut noter également une dégradation en basses fréquences, cependant la présence des ouvertures empêche de conclure sur les dégradations dans cette zone du spectre fréquentiel.

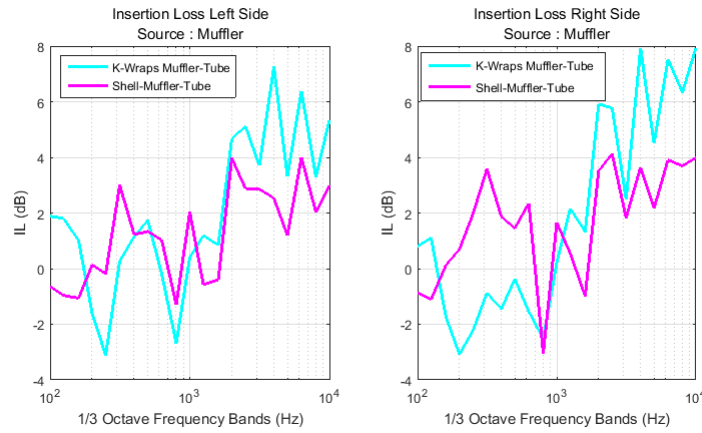


Figure 6.29 Perte par insertion des coquilles standards du silencieux / tube et du concept K-Wrapps

6.7.2 Partie gauche de la motoneige

Les différents sous-systèmes formant la partie gauche de la motoneige sont : garde poulie, Air box primaire et capot latéral gauche / coque inférieure.

Les niveaux SPL mesurés par les microphones de références dans la transmission CVT et dans le primaire sont présentés dans la figure suivante :

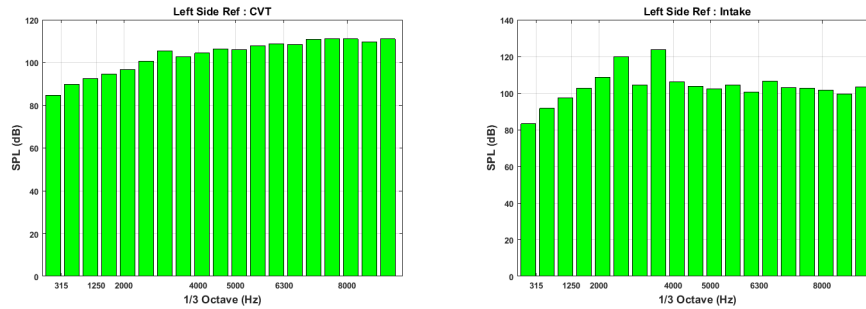


Figure 6.30 SPL mesuré près des sources de la transmission CVT et du système d'entrée d'air

La source dans le compartiment moteur :

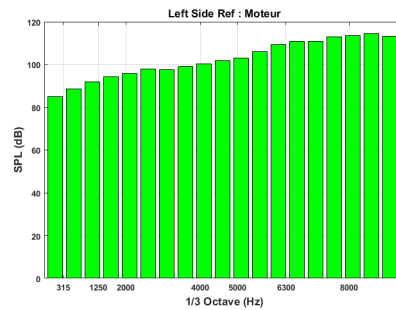


Figure 6.31 SPL mesuré près de la source de bruit placée dans le compartiment moteur

Le niveau SPL mesuré à la source de la transmission CVT est plus élevé (en moyenne) en comparaison avec les sources dans l'air box primaire et dans le compartiment moteur.

6.7.2.1 Panneau latéral gauche / coque inférieure

La figure 6.32 présente l'évolution du niveau de pression moyen en fonction de la fréquence, la transmission CVT est considérée la source potentielle pour ce résultat obtenu.

Dans la figure 6.32, les concepts testés ont un gain notable en hautes fréquences, cependant les deltas entre les différentes configurations n'est pas remarquable, à cause de la présence des ouvertures et des contacts solidiens dans la partie gauche du compartiment moteur.

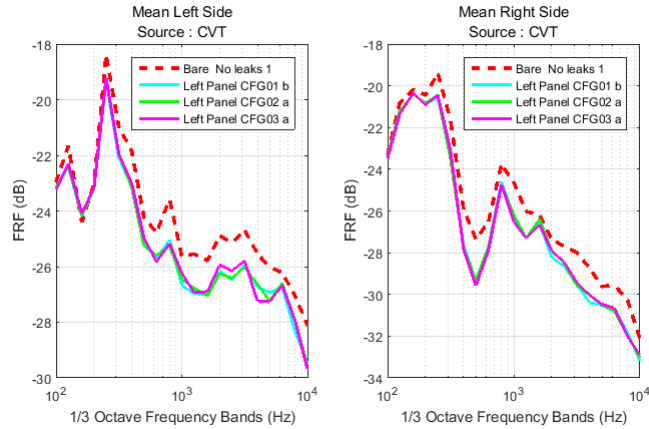


Figure 6.32 Comparaison entre les différentes configurations et le capot latéral de gauche sans traitement (Source CVT)

Une légère différence existe entre les traitements appliqués dans la bande de fréquence 2000 à 5000 Hz. L'allure de l'évolution globale des FRFs montre une certaine répétitivité des mesures entre les différentes configurations testées.

Pour la source placée dans le compartiment moteur, on obtient le résultat suivant :

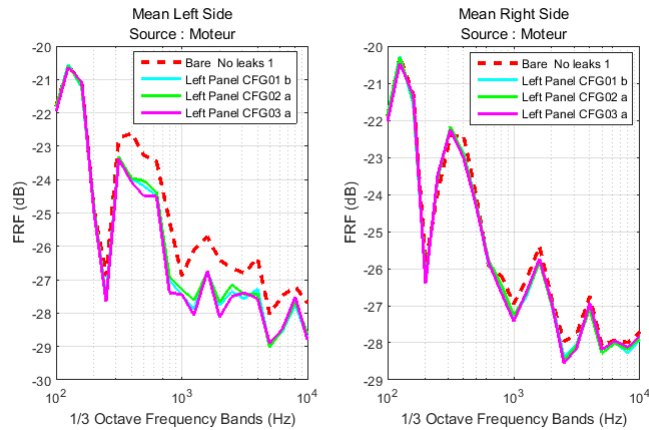


Figure 6.33 Comparaison entre les différentes configurations et le capot latéral gauche sans traitement (Source dans le compartiment moteur)

La perte par insertion est présentée dans la figure 6.34. Le bénéfice obtenu en appliquant les configurations testées, est pratiquement observé dans la partie gauche plus que dans celle de la droite. La fonction acoustique majeure à améliorer dans cette partie est l'absorption sonore.

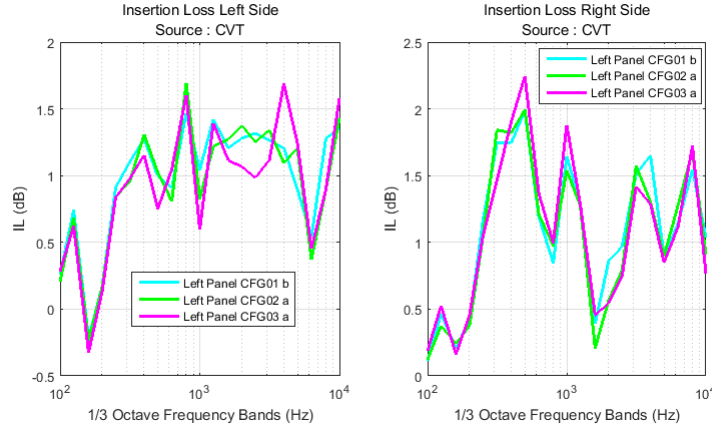


Figure 6.34 Perte par insertion des différents traitements appliqués sur le capot latéral gauche (source CVT)

6.7.2.2 Garde poulie

Les niveaux SPL mesurés par les microphones de références dans la transmission CVT et dans le compartiment moteur sont présentés dans la figure suivante :

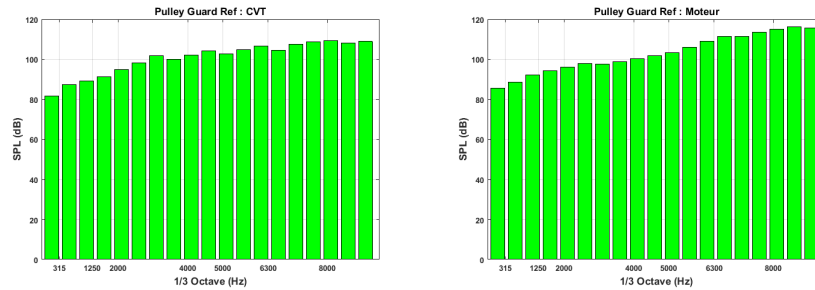


Figure 6.35 SPL mesuré dans les sources du compartiment moteur et dans la transmission CVT

La transmission CVT est une source potentielle qui contribue à la génération du bruit total indésirable de la motoneige, par conséquent, il est important d'appliquer un traitement efficace pour ce sous-système.

La différence entre les configurations testées est remarquable. Il est recommandé d'améliorer le concept 3D, parce qu'il n'a pas les mêmes épaisseurs que les autres concepts. Les gains réalisés en moyennes fréquences ne seront pas pris en considération, parce qu'ils ne correspondent pas au bénéfice réellement réalisé, par contre, il faut analyser les hautes fréquences. Il est important de signaler l'importance du concept hybride en termes des performances acoustiques, en effet ce concept réalise un gain de 1.8 à 2 dB à partir de 2000 Hz dans la partie gauche. Cependant, l'évolution de la FRF dans la partie droite est similaire pour toutes les configurations testées.

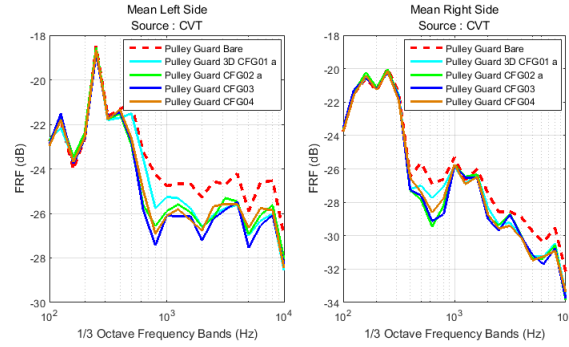


Figure 6.36 Comparaison entre les différents traitements et le garde poulie sans traitement (source CVT)

La figure 6.37 présente la perte par insertion des concepts appliqués, le gain en hautes fréquences est remarquable pour toutes les configurations testées.

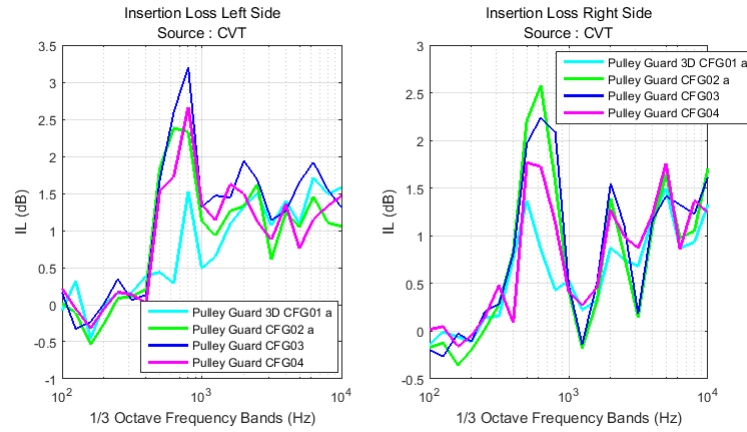


Figure 6.37 Perte par insertion des différents traitements testés (source CVT)

6.7.2.3 Air box primaire

Une source acoustique à l'entrée d'air permet d'exciter l'air box primaire. Les niveaux SPL mesurés par les microphones de références dans la transmission CVT et dans l'entrée d'air primaire sont présentés dans la figure suivante :

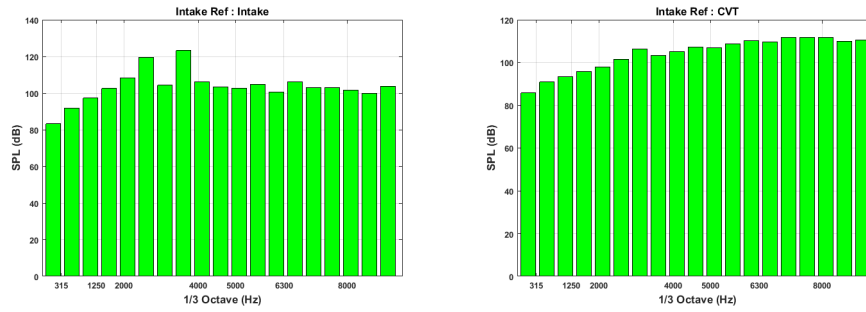


Figure 6.38 SPL mesuré dans les sources du compartiment moteur et dans la transmission CVT

Le primaire est également traité afin de mesurer le gain obtenu après l'application d'un traitement donné. Dans la partie droite du compartiment moteur, toutes les configurations testées ont la même réponse en chemin de transfert du primaire vers les cibles de mesure.

En conclusion, le primaire doit être traité partiellement et il faut également assurer une couverture d'isolation le long de sa surface, la figure 6.39 montre le résultat obtenu par cette solution technique (configuration CFG06).

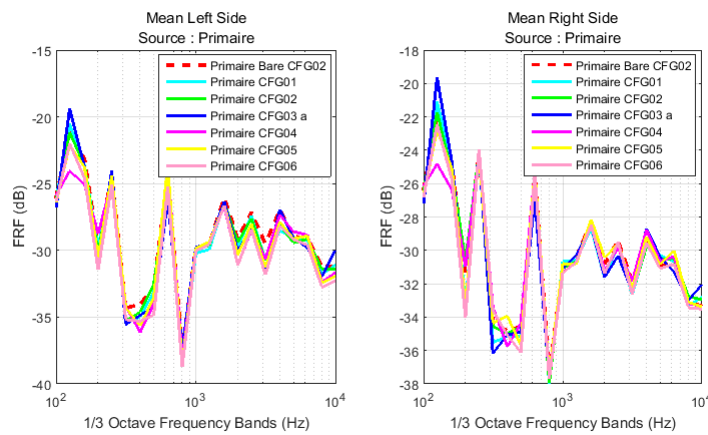


Figure 6.39 Comparaison entre les différents traitements avec le primaire sans traitement (source CVT)

6.7.3 Partie supérieure de la motoneige

Les niveaux SPL mesurés par les microphones de références dans le compartiment moteur et dans le système d'échappement sont présentés dans la figure suivante :

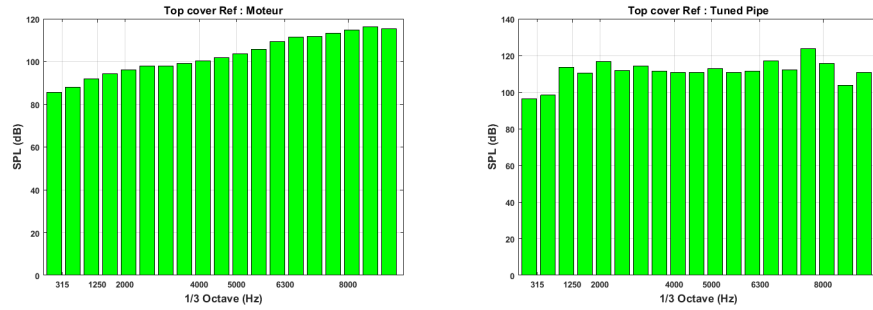


Figure 6.40 SPL mesuré dans les sources du compartiment moteur et dans la transmission CVT

La figure suivante montre le panneau supérieur testé.

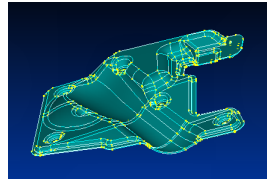


Figure 6.41 Panneau supérieur testé

L'amélioration de l'absorption du capot supérieur est importante, la figure suivante montre les résultats obtenus :

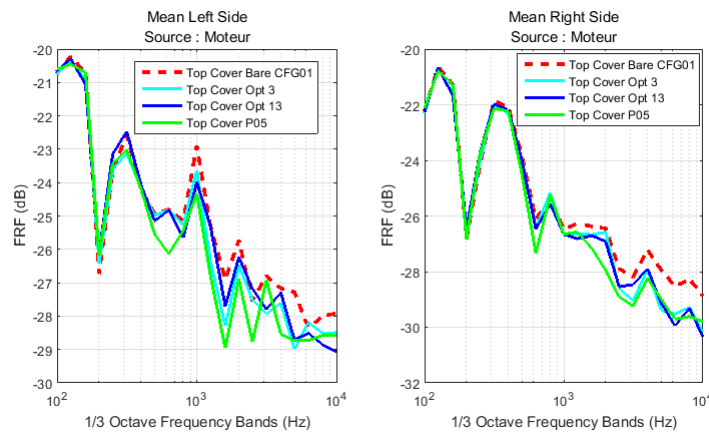


Figure 6.42 Comparaison entre les différents traitements avec le capot supérieur sans traitement (source dans le compartiment moteur)

Le concept de la configuration P05 est le meilleur en performance, il améliore l'absorption sonore dans le compartiment moteur de la motoneige plus que les concepts Swift-co

(concept à surface homogène ou le patch). Cependant, il est important de souligner que cette comparaison est quantitative, par conséquent, il faut améliorer l'absorption sonore des concepts Swift-co.

La figure 6.43 présente la perte par insertion des concepts testés.

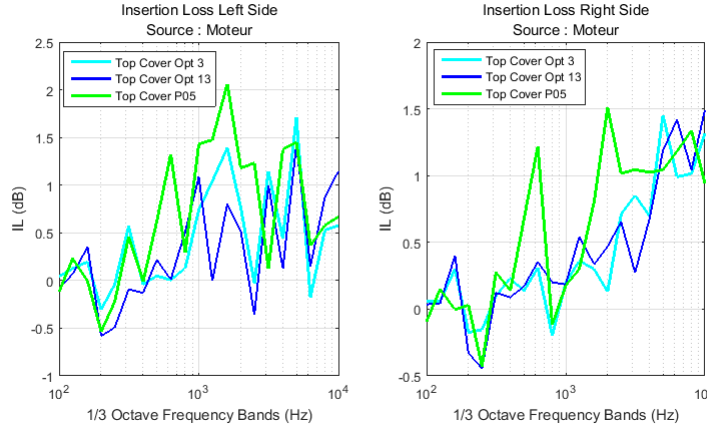


Figure 6.43 Gain obtenu par les traitements appliqués sur le capot supérieur (source dans le compartiment moteur)

La pression acoustique mesurée par le microphone du haut du véhicule est investiguée, parce que ce microphone est placé en haut du panneau supérieur et en dessous de ce panneau, il y a une source placée dans le compartiment moteur. La Fonction Réponse en Fréquence FRF suivante est obtenue :

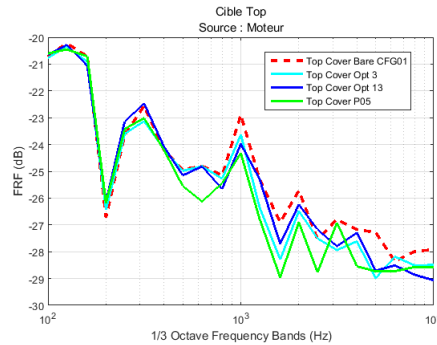


Figure 6.44 FRF entre la source dans le compartiment moteur et le microphone cible du haut

On observe sur la figure du résultat du microphone supérieur une répétitivité des mesures effectuées. Les différences ne sont pas observables en basses fréquences (100 Hz jusqu'à 500 Hz). En moyenne fréquence, c'est le concept P05 qui démontre les meilleures performances en atténuation du bruit (à l'exception de la fréquence 3000 Hz dont il est médiocre). Généralement, les différences entre les deux options 13 et 3 ne sont pas remarquables en

dessous de la fréquence 7000 Hz, le concept de l'option 13 (voir 6.1) est le meilleure en comparaison avec les deux autres (0.5 dB).

En conclusion, le concept Swift-co 3D du panneau supérieur, au-dessus du moteur à deux temps, démontre des gains en réduction du bruit, en outre, son effet positif est prépondérant dans la partie gauche de la motoneige. Cependant, il est fortement recommandé d'améliorer ce concept en ajustant les épaisseurs du matériau absorbant à travers le concept 3D PAD.

6.7.4 "Best of"

La phase finale de ces tests consiste à effectuer des choix des meilleures solutions pour chaque sous-système, afin d'estimer le gain total des traitements appliqués sur chaque partie du compartiment moteur de la motoneige.

La source du compartiment moteur est excitée et ensuite les microphones du "pass by", au niveau de l'opérateur et le microphone cible du haut sont observés.

Le bénéfice réalisé dans la partie gauche est plus important en comparaison avec la droite, en effet un gain de 2 à 3 db est estimé dans la partie gauche contre un delta de 1.5 à 2.2 dB dans la partie chaude (figure 6.45).

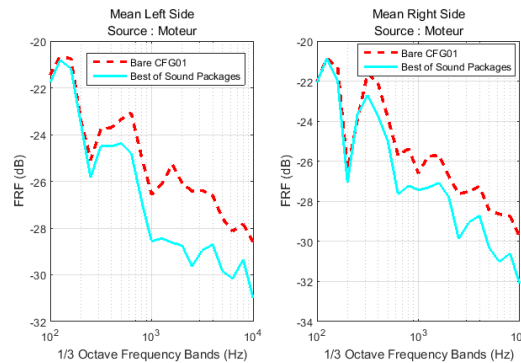


Figure 6.45 Impact des traitements performants dans le "pass by" du véhicule (source du compartiment moteur)

Pour les résultats obtenus pour la source dans la transmission CVT, les mêmes remarques sont encore soulignées, le gain dans le côté gauche de la motoneige est évalué de 2 à 3.5 dB en hautes fréquences, cependant le côté droite du pilote montre un bénéfice de 2 à 2.3 dB (figure 6.46).

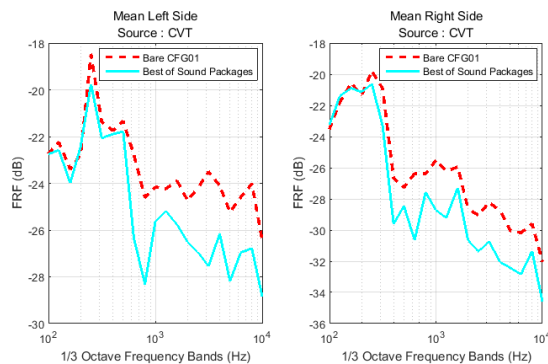


Figure 6.46 Impact des traitements performants dans le "pass by" du véhicule (source CVT)

Au niveau de l'opérateur, on ne note pas un bénéfice remarquable dans le microphone droite du casque dans la bande des hautes fréquences, cependant le gain est remarqué dans le microphone gauche, il est évalué de 1 à 2.3 dB en hautes fréquences (figure 6.47).

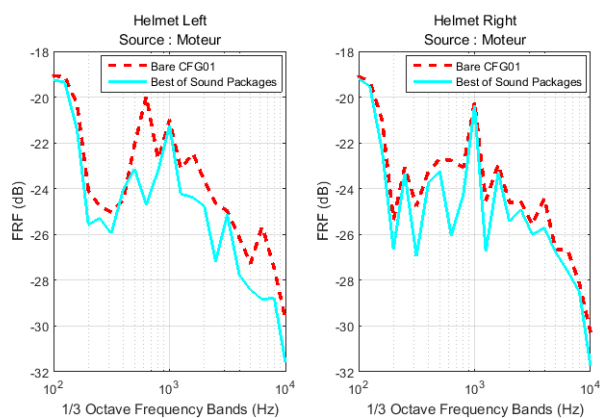


Figure 6.47 Impact des traitements performants au niveau de l'opérateur (source du compartiment moteur)

Le gain réalisé dans la partie supérieure du véhicule est évalué de 1 à 2 dB à partir de 3000 Hz (figure 6.48).

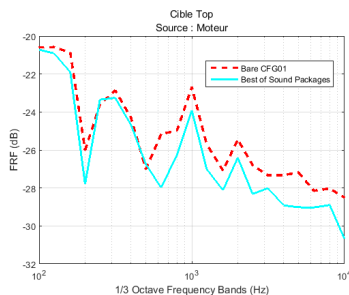


Figure 6.48 Impact des traitements performants au niveau du microphone cible du haut (source du compartiment moteur)

6.8 Solutions finales de l'habillage phonique

Après avoir réalisé ces tests sur l'habillage phonique, les configurations optimales à appliquer sur chaque sous-système seront présentées. Le tableau suivant montre les traitements finaux suggérés pour les sous-systèmes suivant : capots latéraux de gauche / droite et le panneau supérieur.

Panneau latéral gauche	Panneau latéral droit	Panneau supérieur
Écran résistif 750 Rayls AFR	Feuille d'aluminium	Écran résistif 750 Rayls AFR + Alu P
Fibre de verre 500 gsm	Fibre de verre 500 gsm	Fibre de verre 500 gsm
Pure Foam	Pure Foam	Pure Foam
Écran de protection G9		Écran de protection G9

Tableau 6.8 Configurations finales des habillages (capots gauche / droite et panneau supérieur)

Les panneaux latéraux des deux parties droite et gauche de la motoneige sont divisés en deux parties, une supérieure qui représente le panneau d'ouverture et la coque inférieure. Des contraintes d'encombrement dans l'environnement des coques inférieures sont prises en considération dans le choix des traitements des coques.

Coque inférieure gauche	Coque inférieure droite
Écran résistif 750 Rayls AFR	Feuille d'aluminium
Fibre de verre 800 gsm	Pure Foam
Écran de protection G9	

Tableau 6.9 Configurations finales des habillages (coques inférieures gauche et droite)

Le tableau 6.10 présente les traitements finaux pour les sous-systèmes suivant : garde poulie, Air box primaire et silencieux / tube .

Garde poulie (concept 3D)	Air Box	Silencieux et pot de raccordement
Écran résistif 750 Rayls AFR	Light heavy mass	Coque d'aluminium
Fibre de verre 500 gsm	Feutre	Fibre de verre
Écran de protection G9		

Tableau 6.10 Configurations finales des habillages (garde poulie, Air box primaire et silencieux / tube)

CHAPITRE 7

ANALYSE DE L'EMPLACEMENT DES TRAITEMENTS ET DES FUITES DANS LE COMPARTIMENT MOTEUR

7.1 Intégration des traitements dans le compartiment moteur : Emplacement et conditions d'interface

Il est primordial d'assurer le meilleur emplacement des traitements acoustiques dans le compartiment moteur de la motoneige. Le concept PAD du panneau supérieur doit être monté en ayant une rigidité suffisante de sa structure pour son maintien en dessous du système d'échappement (pot de détente).

Les tests de l'efficacité des traitements sur l'air box primaire ont démontré l'importance d'appliquer un traitement partiel sur sa surface extérieure. Cependant, le panneau latéral gauche ne couvre pas entièrement la partie visible du primaire, il est demandé de monter une pièce sur cette partie. D'un autre côté, la partie supérieure gauche du garde poulie présente une ouverture remarquable, par conséquent une pièce est proposée également afin de minimiser les fuites dans le compartiment moteur. La figure suivante montre les emplacements de ces deux pièces :

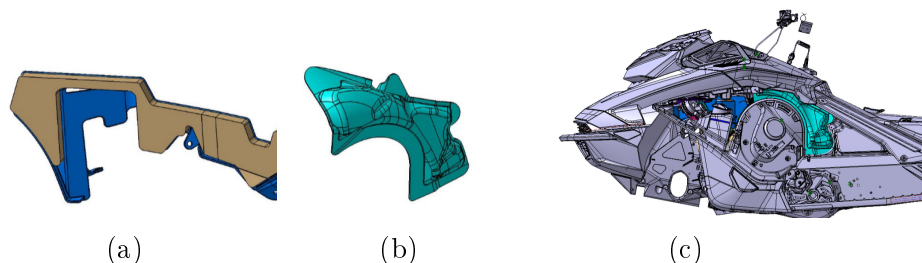


Figure 7.1 Pièce couvrant la partie supérieure gauche du garde poulie (a) pièce couvrant la partie visible de l'air box primaire (b) et emplacement des deux pièces dans la partie gauche du compartiment moteur (c)

D'autre part, les résultats de l'efficacité des traitements ont pratiquement démontré l'influence de la présence des fuites et des ouvertures dans le compartiment moteur sur la

performance en réduction du bruit des sources potentielles. Dans la figure 7.2, on montre une pièce (avec son emplacement) qui a été proposée afin de réduire les fuites dans la partie droite de la motoneige.

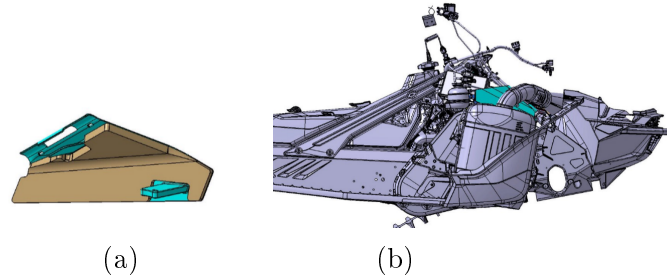


Figure 7.2 Pièce couvrant la partie visible en haut du silencieux (a), emplacement de la pièce dans le compartiment moteur (b)

Il faut noter que les pièces, ainsi montrées, sont composées de la structure des parois des panneaux latéraux du compartiment moteur et d'une mousse de polyuréthane collée sur la surface de la structure en thermoplastique. L'emplacement de ces pièces dans le compartiment moteur de la motoneige est illustré dans la figure suivante :

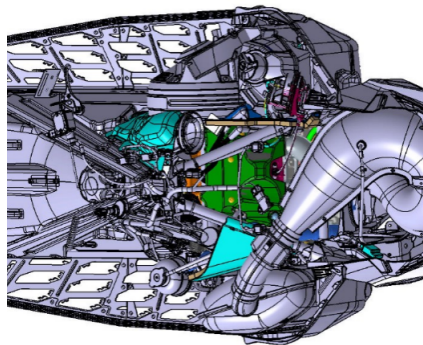


Figure 7.3 Emplacement des pièces dans le compartiment moteur de la motoneige (vue du haut)

L'intégration des solutions de l'habillage phonique dans le compartiment moteur nécessite la définition des conditions d'interface entre les traitements et les structures des parois de la motoneige : panneaux latéraux droite / gauche, coques inférieures droite / gauche, le garde poulie et le panneau supérieur (concept PAD).

Le traitement de la partie chaude doit être collé sur le panneau et la coque droite, parce que la couche inférieure de ce concept contient une mousse de polyuréthane. Cependant, le concept de la partie gauche du compartiment moteur contient un matériau fibreux (fibre de verre), par conséquent l'interface avec le panneau latéral gauche, la coque inférieure

et le garde poulie doit pratiquement inclure une protection de la fibre. En effet, un écran de protection doit être appliqué dans ce cas du traitement de la partie gauche. Enfin, le concept PAD du panneau supérieur (figure 7.4 forme 3D) suit la géométrie du pot de détente dans sa partie inférieure et celle du système résonateur (air box secondaire) sur sa surface supérieure. Il est recommandé d'appliquer un assemblage adéquat du concept PAD avec l'air box secondaire.

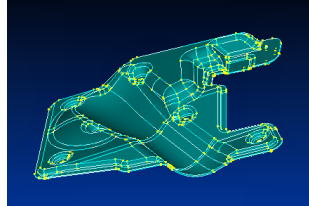


Figure 7.4 Panneau supérieur du modèle P1 ICE

7.2 Analyse des fuites dans le compartiment moteur : Méthodologie SEA

7.2.1 Limitations des méthodes déterministes

Il existe plusieurs méthodes de modélisation permettant de prédire la réponse vibroacoustique des structures (en automobile/aéronautique..) suite à des excitations mécanique ou acoustique. La fiabilité des résultats obtenus et le temps de calcul sont les paramètres qui font la différence entre ces différentes méthodes. Les méthodes des éléments finis FEM, d'éléments de frontières BEM et l'analyse modale permettent de calculer la réponse d'un système ayant des résonances séparées. Ces méthodes déterministes s'appliquent bien entendu en basses fréquences. Dans ces bandes de fréquence, on reconnaît un comportement modal de la structure. Cependant, la limitation de ces méthodes en hautes fréquences est liée aux degrés de liberté élevés et aux coûts et temps de calcul prohibitifs. D'autre part, les limitations dépendent également des variabilités et les incertitudes reliées aux propriétés physique et mécanique des matériaux, à la géométrie des modèles, aux conditions aux limites et du couplage entre les divers systèmes de la structure complexe. Ainsi, des nouvelles méthodes sont développées pour dépasser ces limitations qui aboutissent à des résultats globaux et concluants [32].

7.2.2 Méthode SEA

Dans le but d'étudier le comportement vibroacoustique en hautes fréquences des systèmes couplés, la méthode de l'analyse statistique par l'énergie SEA est utilisée en industrie. Parce qu'elle permet de réduire les coûts et la durée de développement des produits dans des environnements purement industriels. Cette méthode est efficace pour appréhender les hautes fréquences.

Cette méthode permet de diviser un système couplé en sous-systèmes élémentaires dont la variable dynamique est l'énergie. Elle se base en principe sur l'analyse des bilans énergétiques. Un sous-système est par définition une population statistique d'un nombre déterminé de modes avec la même nature physique. Les puissances et les énergies sont interprétées en termes de moyennes en temps, espace et fréquence. Il existe deux sortes d'échange des énergies entre les sous-systèmes ; la transmission de l'énergie qui est caractérisée par les coefficients de couplage et la dissipation de l'énergie qui est caractérisée par les coefficients de perte.

La méthode SEA a les avantages suivants :

- Obtenir des réponses simples moyennées,
- Fournir des modèles intuitifs en se basant sur le bilan énergétique,
- Degrés de liberté faibles,
- Bonne fiabilité des résultats obtenus avec un temps de calcul faible,
- Construction directe et rapide des modèles (moins de ressources informatiques et moins de précisions de la géométrie).
- Prédire la réponse vibroacoustique des structures durant la phase de développement des produits et guider leurs conceptions.

Par contre, cette méthode a également des inconvénients :

- Méthode limitée aux moyennes et hautes fréquences,
- Les résultats obtenus sont des valeurs moyennes,
- Les hypothèses de la SEA sont dans certaines structures industrielles complexes et difficile à satisfaire,
- C'est une approche qui demande une expertise en vibroacoustique.

7.2.3 Hypothèses de la SEA

Dans le but d'appliquer la méthode SEA, plusieurs hypothèses sont formulées, ces hypothèses vont être présentées dans ce qui suit [32] :

- Excitations de type bruit blanc ou "Rain on the roof", cela veut dire que l'excitation est égale pour tous les modes de la structure étudiée. D'autre part, les excitations extérieures appliquées aux sous-systèmes doivent être statistiquement indépendantes,
- Les processus sont supposés être aléatoires et stationnaires, en outre la moyenne d'ensemble peut être remplacée par la moyenne temporelle,
- L'amortissement doit être faible, en fait il n'y a pas de couplage entre les modes et la réponse ne varie pas à l'intérieur du système,
- Présence de plusieurs modes résonants par bande de fréquence pour chacun des sous-systèmes de manière à avoir plusieurs interactions modales dans cette bande,
- Les modes présents en dehors de la bande fréquentielle d'intérêt ne contribuent pas aux échanges d'énergies, avec une densité modale élevée aux bandes de fréquences d'intérêt,
- Couplage faible entre les modes, les conditions aux limites n'ont pas d'influence remarquée et le couplage entre deux systèmes n'est pas influencé par la présence des autres sous-systèmes,
- L'énergie est contrôlée principalement par les modes résonants,
- Équiprobabilité modale de l'énergie entre les modes, en effet l'énergie modale $\frac{E_k}{n_k}$ dans l'équation 7.10 du couplage indique que tous les modes ont la même énergie dans la bande de fréquence.

En conclusion la méthode énergétique SEA sera utilisée pour la modélisation de la perte par transmission des structures (panneaux) de la motoneige avec des traitements acoustiques appliqués.

7.2.4 Formulation de la SEA

Dans le but de présenter les relations de la formulation SEA, un système composé de deux sous-systèmes est étudié. Le schéma suivant illustre les différents échanges possibles entre ces deux sous-systèmes.

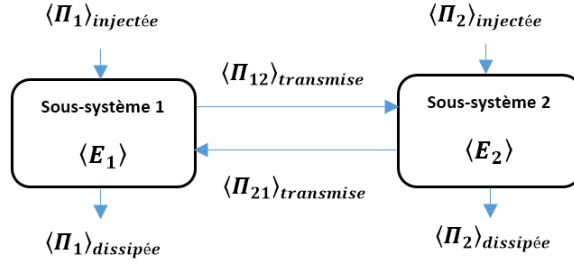


Figure 7.5 Modèle SEA d'un système composé de deux sous-systèmes couplés

Le bilan de puissances moyennes entre les puissances : injectée $\langle \Pi_i \rangle_{inj}$, dissipée $\langle \Pi_i \rangle_{diss}$ (système i) et échangée $\langle \Pi_{ij} \rangle_{ex}$ (entre les systèmes i et j) s'écrit :

$$\langle \Pi_i \rangle_{inj} = \langle \Pi_i \rangle_{diss} + \langle \Pi_{ij} \rangle_{ex} \quad , \quad i, j = \{1, 2\} \quad (7.1)$$

Dans un premier lieu, les échanges des énergies entre les sous-systèmes sont contrôlés par les facteurs de perte par couplage η_{ij} , et dans un second lieu la dissipation des énergies est contrôlée par le facteur de perte η_i . Les expressions suivantes en découlent :

$$\langle \Pi_{ij} \rangle_{ex} = w_i \eta_{ij} \langle E_i \rangle - w_j \eta_{ji} \langle E_j \rangle \quad (7.2)$$

$$\langle \Pi_{ij} \rangle_{diss} = w_i \eta_i \langle E_i \rangle \quad (7.3)$$

E_i est l'énergie moyenne dans le sous-système i et w_i la fréquence d'excitation.

Ainsi, l'équation du bilan de puissances 7.1 devient :

$$\langle \Pi_i \rangle_{inj} = w_i (\eta_i + \eta_{ij}) \langle E_i \rangle - w_j \eta_{ji} \langle E_j \rangle \quad , \quad i, j = \{1, 2\} \quad (7.4)$$

Le bilan ainsi déterminé est applicable pour deux sous-systèmes couplés, le flux de puissance échangé entre chaque deux sous-systèmes et la relation de réciprocité sont donnés par les deux formules suivantes :

$$\langle \Pi_{12} \rangle_{ex} = w \eta_{12} n_1 \left[\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right] \quad (7.5)$$

$$\eta_{12} n_1 = \eta_{21} n_2 \quad (7.6)$$

Avec n_i représente la densité modale du système $\{i\}$ $i, j = \{1, 2\}$.

On considère l'hypothèse qui suppose que les échanges entre chaque deux sous-systèmes ne sont pas affectés par la présence des autres sous-systèmes et qui revient également à supposer que le couplage entre les sous-systèmes est faible. Par conséquent, les expressions généralisées de la puissance échangée et de la relation de réciprocité deviennent :

$$< \Pi_{ij} >_{ex} = w \eta_{ij} n_i \left[\frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right] \quad (7.7)$$

$$\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j \quad (7.8)$$

L'équation 7.9 présente la forme matricielle de l'équation fondamentale de la SEA :

$$w[\eta] < E > = < \Pi > \quad (7.9)$$

Plus explicitement :

$$w \begin{bmatrix} (\eta_1 + \sum_{i \neq 1} \eta_{1i}) n_1 & -\eta_{12} n_1 & \cdots & -\eta_{1k} n_1 \\ -\eta_{21} n_2 & (\eta_2 + \sum_{i \neq 2} \eta_{2i}) n_2 & \cdots & \cdots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ -\eta_{k1} n_k & \cdots & \cdots & (\eta_k + \sum_{i \neq k} \eta_{ki}) n_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{E_k}{n_k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Pi_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \Pi_k \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

C'est un système de petite taille et bien conditionné. De surcroît, il ne nécessite pas de détails sur les modes propres et les conditions aux limites. La difficulté de mise en pratique de cette équation matricielle est l'évaluation des coefficients d'amortissement et de perte par couplage.

7.2.5 Modèle SEA de l'air Box primaire

Le bruit du chemin d'entrée d'air contribue considérablement au bruit total de la motoneige dans ses conditions opérationnelles. Un modèle SEA a été créé par le professionnel de recherche Maxime Bolduc afin d'étudier l'efficacité des traitements appliqués sur l'air box

primaire (figure 7.6). Le primaire a une masse volumique $\rho = 1380 \text{ kg/m}^3$ et les propriétés élastiques suivantes : module de Young $E = 7.46 \text{ GPa}$, coefficient de Poisson $\nu = 0.4$ et coefficient d'amortissement $\eta = 0.02$.

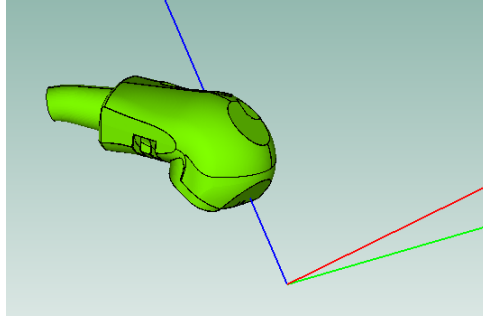


Figure 7.6 Modèle SEA de l'air box primaire

Dans le but d'appliquer des traitements sur l'air box primaire et remonter aux résultats en indice d'affaiblissement, il est indispensable de définir deux cavités : une intérieure de volume $V_{int} = 0.0081 \text{ m}^3$ et l'autre extérieure de volume $V_{ext} = 145 \text{ m}^3$. La performance des traitements est étudiée en isolement brut, cet indicateur de performance fait appel aux énergies acoustiques à l'intérieur du primaire E_{int} et de son côté extérieur E_{ext} :

$$NR = 10\log_{10}\left(\frac{E_{int}}{E_{ext}}\right) - 10\log_{10}\left(\frac{V_{int}}{V_{ext}}\right) \quad (7.11)$$

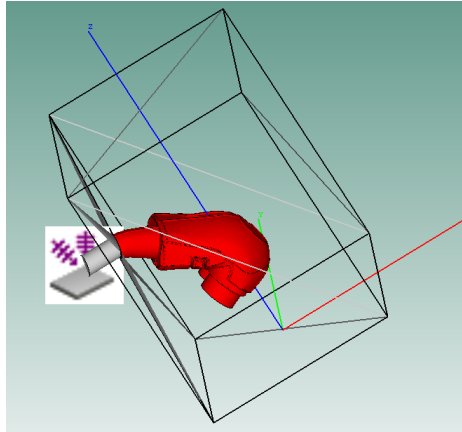


Figure 7.7 Modèle SEA de l'air box primaire avec les deux cavités intérieure et extérieure

Le modèle SEA primaire (3 mm d'épaisseur) se compose de 66 objets. La flexion pure est évaluée à 3 %, et le cisaillement vaut 3 %. On note un coefficient d'amortissement dans les deux cavités intérieure et extérieure de 0.1 %. La validité du modèle SEA est vérifiée en considérant un nombre élevée de modes par bande de fréquence.

L'excitation à l'entrée d'air du primaire est un champ diffus. Il faut noter techniquement des limitations concernant les traitements à appliquer sur le primaire. En effet, l'emplacement du primaire dans le compartiment moteur exige une épaisseur faible du traitement à cause de l'encombrement restreint de l'espace entre le primaire et le squelette de la moto-neige. Ceci, dans le but d'éviter toute transmission solidienne qui influe considérablement sur l'efficacité des traitements. D'autre part, il faut absolument que le concept ait une masse dans sa couche extérieure, parce qu'en cas de fuite, le carburant va s'écouler sur la surface visible du traitement appliqué. Deux concepts sont simulés avec ce modèle SEA, ils sont présentés dans le tableau 7.1. Les traitements acoustiques sont appliqués sur toute la surface extérieure du primaire.

Concept 1	Concept 2
Light Heavy Mass (0.8 mm)	Masse lourde (1 mm)
Feutre(6.2 mm)	PU Foam H 180 (6 mm)

Tableau 7.1 Concepts appliqués sur le primaire

Les deux concepts 1 et 2 ont respectivement les masses surfaciques : 1212 *gsm* et 1173 *gsm*. Les deux concepts présentent relativement les mêmes performances en hautes fréquences. On note une différence entre ces deux concepts juste à la fréquence de résonance, au voisinage de cette fréquence les deux concepts montrent un isolement brut négatif.

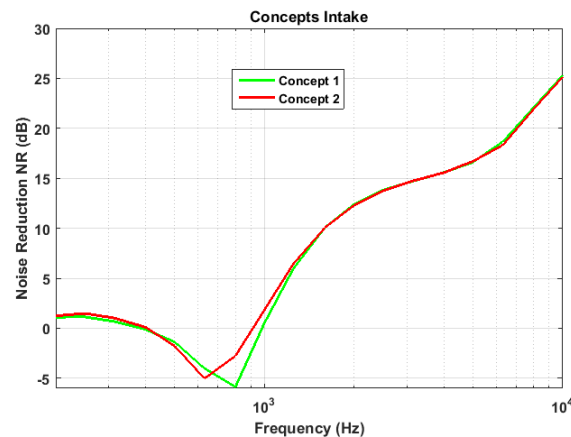


Figure 7.8 Résultats de l'isolement brut des traitements appliqués sur le primaire

Les différents absorbants de la base de données sont appliqués en amont de la masse lourde (900.6 *gsm*) avec un gap d'air 1 mm (sur la surface extérieure du primaire). Le résultat obtenu (figure 7.9) démontre la meilleure performance des concepts contenant les absorbants : fibre de verre "Glass Wool Fiber", la fibre recyclée "Shoddy SS 100" et

la fibre "Swift-co 800 gsm". Ces concepts ont une fréquence de résonance inférieure aux autres matériaux absorbant simulés. Il faut noter que tous les traitements sont médiocres à la fréquence de résonance, dans cette région l'isolement brut devient purement négatif. Le tableau 7.2 présente les différentes masses surfaciques des traitements appliqués sur le primaire.

Absorbants - masse lourde	masse surfacique (gsm)
Mousse PU H180	1049
Fibre de verre	1133
Recyclé SS 100	1280
Mousse WoodBridge E	974.3
Fibre de verre Swift-co 800 gsm	1276
Pure Foam Swift-co	1001

Tableau 7.2 Masses surfaciques des concepts appliqués sur le modèle SEA du primaire

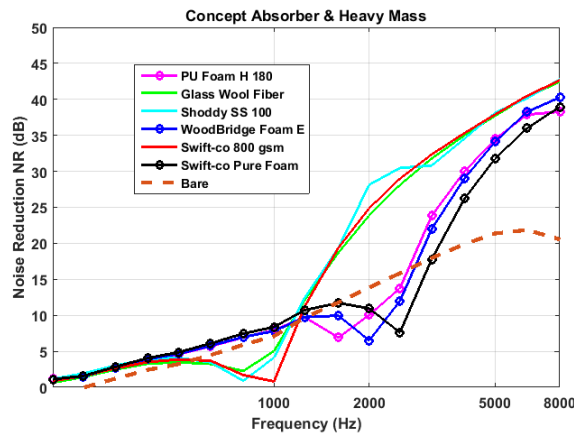


Figure 7.9 Résultats de l'isolement brut des traitements appliqués sur le primaire

7.2.6 Modèle SEA du compartiment moteur de la motoneige

Le résultat principal des tests de l'efficacité des traitements acoustiques dans le compartiment moteur de la motoneige souligne l'impact majeur des fuites et des ouvertures sur les performances en réduction du bruit. Par conséquent, il est demandé de créer un modèle du compartiment moteur afin d'analyser la présence des fuites.

7.2.6.1 Partie droite

Les concepts des deux tableaux 7.3 et 7.4 vont être appliqués sur le panneau latéral droite en utilisant ces propriétés élastiques. Les matériaux de la base de données du chapitre 3

sont utilisés. Une feuille d'aluminium d'épaisseur 0.3 mm est utilisée avec un absorbant ayant 25 mm d'épaisseur. Dans le cas où le concept est hybride, l'épaisseur des deux couches vaut 25 mm.

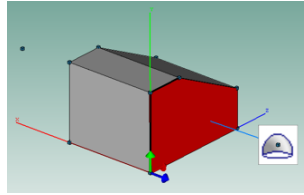


Figure 7.10 Modèle SEA du compartiment moteur avec la jonction entre le panneau de plastique et le fluide semi-infini de l'extérieur du compartiment moteur

Concept 1	Concept 2	Concept 3	Concept 4
Feuille d'aluminium	Feuille d'aluminium	Feuille d'aluminium	Feuille d'aluminium perforée
Pure Foam Swift-co	FG 500 gsm	FG500 gsm	FG 500 gsm
Lame d'air	Lame d'air	Pure Foam Swift-co	Pure Foam Swift-co
PP	PP	Lame d'air	Lame d'air
		PP	PP

Tableau 7.3 Composition des concepts appliqués sur le panneau latéral droit de la motoneige

Le concept 5 est un multicouche. On utilise une masse légère (Vinyl) ayant une épaisseur de 0.8 mm et un masse surfacique 900.6 gsm.

Concept 5
Feuille d'aluminium
Light Heavy Mass (Vinyl)
Fibre de verre 500 gsm (12.1 mm)
Pure Foam Swift-co (12.1 mm)
Lame d'air (1 mm)
Plastic Panel

Tableau 7.4 Composition du concept 5 appliqué sur le panneau latéral droit

La feuille de l'aluminium perforée a les caractéristiques présentées sur le tableau suivant :

Propriétés	Feuille d'aluminium perforée
Taux de perforation (%)	23
Rayon de perforation (mm)	1.59
Masse volumique (kg/m^3)	2700
Épaisseur (mm)	0.3

Tableau 7.5 Propriétés de la feuille d'aluminium perforée

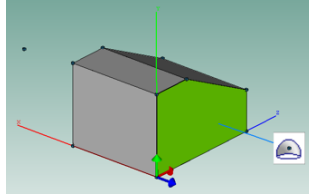


Figure 7.11 Modèle SEA du compartiment moteur avec des traitements sur la partie droite

Le tableau 7.6 présente les différentes masses surfaciques des traitements appliqués sur la partie droite du compartiment moteur de la motoneige.

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept 1	1296
Concept 2	3226
Concept 3	2261
Concept 4	1856
Concept 5	3115

Tableau 7.6 Masses surfaciques des concepts appliqués sur le modèle SEA du compartiment moteur

La figure 7.12 présente la perte par insertion des cinq concepts appliqués dans la partie droite de la motoneige. Le concept 4 est caractérisé par une faible performance en hautes fréquences, cependant les autres concepts démontrent des meilleures performances en hautes fréquences. Il faut noter la présence d'une fréquence de résonance de ces concepts (voisinage de 400 Hz), c'est la résonance de la double paroi. Par contre, cette fréquence n'est pas observée pour le concept 4, parce que la feuille d'aluminium perforée permet aux ondes acoustiques de pénétrer à l'intérieur du matériau absorbant. Ce résultat confirme la haute performance du concept hybride avec une application d'une masse légère en Vinyl. Enfin, il faut signaler que les deux concepts 2 et 3 démontrent relativement le mêmes performances à travers toutes la bande de fréquence étudiée.

Dans le but d'investiguer l'impact des fuites sur l'efficacité des traitements, un trou circulaire est appliqué tout au long de la jonction (rayon 40 mm). Il s'avère que le trou

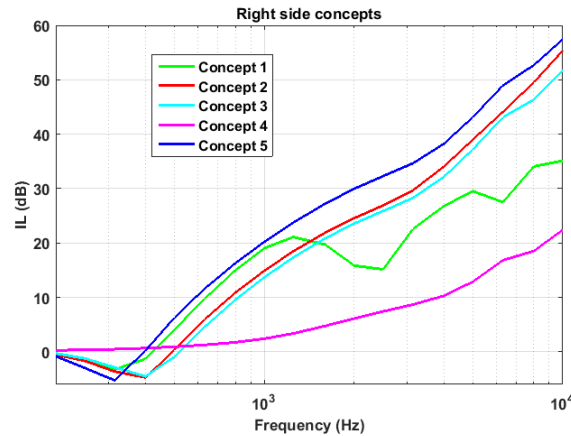


Figure 7.12 Résultats des concepts appliqués sur le panneau latéral droite

circulaire dégrade considérablement la performance des traitements (figure 7.13), la perte est observable en hautes fréquences. D'un autre côté, on constate qu'il n'existe typiquement aucune différence entre les traitements appliqués dans la région des hautes fréquences. Cependant, les basses fréquences ($f < 700 \text{ Hz}$) démontrent des divergences entre les différents concepts. Ce qui confirme les résultats des tests de l'efficacité des traitements dans la chambre anéchoïque du GAUS, en effet l'impact des fuites est remarquable en basses fréquences.

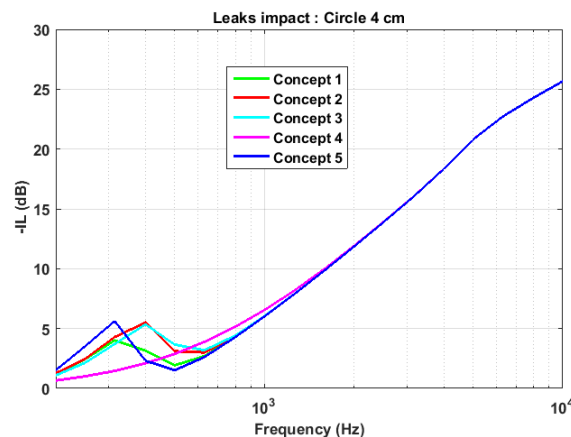


Figure 7.13 Impact d'un trou circulaire sur la performance des traitements appliqués dans la partie droite

7.2.6.2 Parties gauche et supérieure

Dans les deux parties gauche et supérieure de la motoneige, on cherche à améliorer l'absorption sonore dans les traitements appliqués. Trois concepts seront appliqués sur le panneau gauche du compartiment moteur, ces concepts vont inclure des écrans résistifs (0.9 mm) en

amont des absorbants (25 mm) et le concept hybride va être également simulé. Pour tous les concepts simulés, il y a une lame d'air (1 mm) entre le panneau et le traitement appliqué. Les mêmes concepts seront utilisés également sur le panneau supérieur. Le tableau 7.7 présente ces trois concepts.

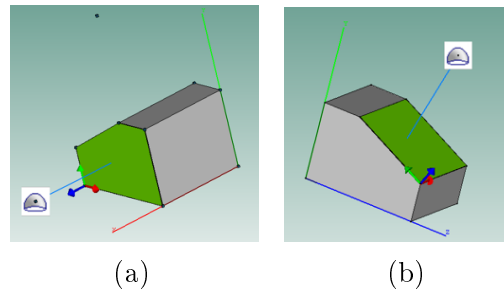


Figure 7.14 Modèle SEA du compartiment moteur avec des traitements sur la partie gauche (a) et la partie supérieure (b)

Concept 1	Concept 2	Concept 3
RS Y96	RS 750 Rayls AFR	RS 750 Rayls AFR
Fibre de verre 800 gsm	Fibre de verre 800 gsm	Fibre de verre 500 gsm
Lame d'air	Lame d'air	Pure Foam Swift-co
Panneau de plastique	Panneau de plastique	Lame d'air
		Panneau de plastique

Tableau 7.7 Composition des concepts appliqués sur le panneau latéral gauche et le panneau supérieur de la motoneige

Les masses surfaciques des traitements appliqués sont présentés sur le tableau 7.8. Le concept 2 démontre une meilleure performance en comparaison avec le concept 1 (7.15). En effet, il y a une différence de 2 dB à partir de 4000 Hz entre les deux concepts. Ceci est dû à la résistivité élevée du concept 2. Le résultat du concept hybride confirme la conclusion des tests de l'efficacité des traitements de la partie gauche de la motoneige, en fait ce concept hybride démontre des meilleures performance en perte par insertion à partir de 8000 Hz en comparaison avec les deux autres concepts.

Concepts	masse surfacique (gsm)
Concept 1	1899
Concept 2	1922
Concept 3	1566

Tableau 7.8 Masses surfaciques des concepts appliqués sur le modèle SEA du compartiment moteur (partie gauche)

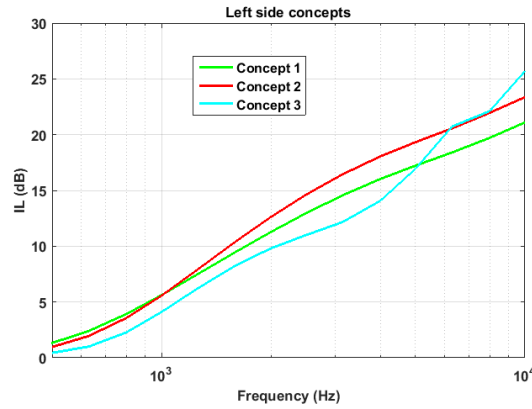


Figure 7.15 Résultats des concepts appliqués sur le panneau latéral droite

Pour visualiser l'impact des ouvertures sur les concepts de la partie gauche, deux sortes de fuites sont appliquées : un trou rectangulaire ($12 \times 10 \text{ cm}^2$) et une fente ($12 \times 4 \text{ cm}^2$) dans la jonction reliant le panneau latéral gauche avec la cavité intérieure. On conclut que les concepts appliqués ont la même performance à travers toute la bande de fréquence étudiée, ce qui confirme typiquement l'impact négatif des fuites sur l'efficacité des solutions de l'habillage phonique.

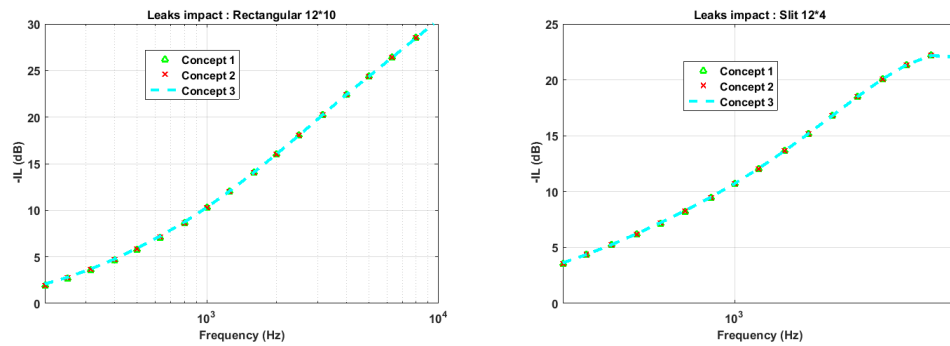


Figure 7.16 Impact d'un trou circulaire sur la performance des traitements appliqués dans la partie droite

CHAPITRE 8

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

L'industrie des véhicules récréatifs est en développement effervescent. La concurrence dans ce domaine est rude, parce qu'elle est dominée par des compagnies multinationales de haute technologie. Les manufacturiers de ces véhicules récréatifs font face à des exigences et des réglementations de plus en plus strictes en termes de la réduction du bruit indésirable et également de la qualité sonore de ces véhicules. C'est dans cette optique que le projet de recherche et développement dSkiBel, lancé par la compagnie Bombardier Recreational Products BRP émerge afin de limiter les nuisances sonores des motoneiges.

L'objectif général de ce projet de maîtrise était de développer et valider expérimentalement des solutions afin d'améliorer l'efficacité des traitements acoustiques d'un prototype de motoneige en respectant les fonctionnalités du véhicule. Il faut rappeler que les livrables de ce projet de recherche sont des traitements phoniques optimisés pour les sous-structures suivantes : capot latéral gauche, capot latéral droite, panneau supérieur, le garde poulie de la transmission CVT et le cache moteur.

Les travaux de recherche menés dans ce projet de recherche, ont abouti à une conception optimisée des traitements acoustiques du compartiment moteur d'un prototype de motoneige. Ces traitements peuvent être intégrés par la compagnie BRP dans sa chaîne de production des nouveaux modèles futuristes des motoneiges. Et éventuellement dans d'autres véhicules récréatifs similaires, ce qui permettra un transfert de technologie et un savoir-faire vers le département de l'habillage phonique de cette entreprise.

L'enjeu économique majeur de l'application d'un traitement novateur dans l'industrie des motoneiges revient d'une part aux coûts de fabrication de ce traitement acoustique, et d'autre part aux coûts relatifs à la chaîne de production des motoneiges (main d'oeuvre, commande et adaptabilité des pièces...). C'est pour cette raison qu'on note des limitations concernant les concepts développés sur le code NOVA qui ne peuvent pas être appliqués en totalité par la compagnie.

Il est à noter que les traitements acoustiques conçus et la méthodologie illustrée pour atteindre l'objectif de la réduction du bruit de passage et de l'amélioration de la qualité sonore à l'opérateur, sont également valides pour d'autres projets de recherche semblables qui visent à réduire le bruit global d'un véhicule terrestre donné.

D'après les résultats des tests sur l'habillage phonique, il s'est avéré que la présence des fuites dans le compartiment moteur de la motoneige est un facteur déterminant qui influe considérablement sur la performance des traitements appliqués. Par conséquent, il est indispensable de mener une analyse détaillée des typologies des fuites afin de distinguer les fuites qui proviennent du design de la motoneige et celles qui peuvent être optimisées. A l'aide de cette investigation, il sera désormais possible d'appliquer des traitements favorisant l'isolation sonore dans le compartiment moteur.

La procédure d'homologation des nouveaux véhicules terrestres nécessite d'élaborer des tests dans les conditions opérationnelles des véhicules. Il est fortement recommandé de tester les solutions de l'habillage phonique dans ces conditions afin d'évaluer les gains réalisés en réduction du bruit de passage.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] ACOUSTIC PROPERTY IDENTIFICATION OF POROUS MATERIALS (s. d.). <http://www.mecanum.com/en/software/foam-x/> (page consultée le 31 juillet 2016).
- [2] NOVA : MULTI-LAYER MATERIAL ACOUSTIC SIMULATOR (s. d.). <http://www.mecanum.com/en/software/nova/> (page consultée le 31 juillet 2016).
- [3] Allard, J. et Atalla, N. (2009). *Propagation of sound in porous media : modelling sound absorbing materials 2e*. John Wiley & Sons.
- [4] ASTM (2012). ASTM C423 - Standard Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method, p. 1–12.
- [5] ASTM (2012). ASTM C423 - Standard Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method, p. 1–12.
- [6] Atalla, N. (2005). An overview of the numerical modeling of poroelastic materials. *SAPEM, ENTPE Lyon*.
- [7] Atalla, N. (2013). Modélisation et mesure du comportement vibroacoustique de sources complexes avec application à la discrétion acoustique d’une motoneige, Proposition de recherche collaborative : CRSNG/BRP/CTA/UdeS NIP :163279.
- [8] Atalla, Y. et Panneton, R. (2005). Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements. *Canadian Acoustics*, volume 33, numéro 1, p. 11–24.
- [9] Bari, F. (2015). *Modélisation aérothermique pour la gestion de la chaleur sous capot d’une motoneige*. Mémoire de maîtrise, génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada.
- [10] Beranek, L. L. et Ver, I. L. (1992). Noise and vibration control engineering-principles and applications. *Noise and vibration control engineering-Principles and applications John Wiley & Sons, Inc., 814 p.*, volume 1.
- [11] Bolton, J. S. et Kang, Y. J. (1997). *Elastic porous materials for sound absorption and transmission control* (Rapport technique). SAE Technical Paper.
- [12] Brouard, B., Lafarge, D. et Allard, J.-F. (1995). A general method of modelling sound propagation in layered media. *Journal of Sound and Vibration*, volume 183, numéro 1, p. 129–142.
- [13] Canetto, P. (2006). Techniques de réduction du bruit en entreprise, quelles solutions, comment choisir, Institut national de recherche et de sécurité INRS.
- [14] Cavanaugh, W. J., Tocci, G. C. et Wilkes, J. A. (2010). *Architectural acoustics : Principles and practice*. John Wiley & Sons.

- [15] Chevillotte, F. (2012). Controlling sound absorption by an upstream resistive layer. *Applied Acoustics*, volume 73, numéro 1, p. 56–60.
- [16] Conshohocken, W. (1997). Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials 1. volume 87, numéro Reapproved 2009, p. 3–7.
- [17] Cowles, R., Shives, A. et Rauchholz, D. (2014). Aqueous Heat Reflective Coating for Engine Compartment Isolators. *SAE International Journal of Engines*, volume 7, numéro 3, p. 2014–01–2082.
- [18] Delany, M. et Bazley, E. (1970). Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied acoustics*, volume 3, numéro 2, p. 105–116.
- [19] Doutres, O. et Atalla, N. (2011). Experimental estimation of the transmission loss contributions of a sound package placed in a double wall structure. *Applied Acoustics*, volume 72, numéro 6, p. 372–379.
- [20] Doutres, O., Panneton, R. et Salissou, Y. (2012). An additional configuration to standard ASTM E2611-09 for measuring the normal incidence sound transmission loss in a modified impedance tube. *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*, , numéro April, p. 2029–2033.
- [21] Doutres, O., Salissou, Y., Atalla, N. et Panneton, R. (2010). Evaluation of the acoustic and non-acoustic properties of sound absorbing materials using a three-microphone impedance tube. *Applied Acoustics*, volume 71, numéro 6, p. 506–509.
- [22] Duval, A., Rondeau, J.-F., Bischoff, L., Deshayes, G. et Dejaeger, L. (2009). Generalized Light-Weight Concepts : Improving the Acoustic Performance of Less than 2500 g/m² Insulators. *SAE Technical Papers*, volume 4970.
- [23] Folds, D. et Loggins, C. (1977). Transmission and reflection of ultrasonic waves in layered media. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 62, numéro 5, p. 1102–1109.
- [24] Ghinet, S. et Atalla, N. (2002). Vibro-acoustic behaviour of multi-layer orthotropic panels. *Canadian Acoustics*, volume 30, numéro 3, p. 72–73.
- [25] Gouvernement du Québec (s. d.). *Règlement sur la motoneige, Loi sur les véhicules hors route, CHAPITRE II, Section I, Bruit*. http://www2.publicationsduquebec.gouv.qc.ca/dynamicSearch/telecharge.php?type=3&file=/V_1_2/V1_2R1.HTM (page consultée le 27 avril 2016).
- [26] Histoire de BRP (s. d.). *La première motoneige Ski-Doo est lancée*. <http://www.brp.com/fr-ca/compagnie/histoire> (page consultée le 27 avril 2016).
- [27] Jacobsen, F. (2007). The sound field in a reverberation room. *Acoustic Technology, Department of Electrical Engineering, Technical University of Denmark (Lecture notes)*, , numéro 31261.

- [28] Johnson, D. L., Koplik, J. et Dashen, R. (1987). Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media. *Journal of fluid mechanics*, volume 176, p. 379–402.
- [29] Komatsu, T. (2008). Improvement of the delany-bazley and miki models for fibrous sound-absorbing materials. *Acoustical science and technology*, volume 29, numéro 2, p. 121–129.
- [30] Langlois, C., Panneton, R. et Atalla, N. (2001). Polynomial relations for quasi-static mechanical characterization of isotropic poroelastic materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 110, numéro 6, p. 3032–3040.
- [31] Leclaire, P. (2012). Characterization of porous absorbent materials, Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference . , numéro April, p. 1883–1888.
- [32] Maxit, L. (2000). *Extension et reformulation du modèle SEA par la prise en compte de la répartition des énergies modales*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- [33] Method, T. (2013). Standard Test Method for Laboratory Measurement of Airborne Transmission Loss of Building Partitions and Elements Using Sound Intensity 1. volume i, numéro Reapproved 2008, p. 1–15.
- [34] Miki, Y. (1990). Acoustical properties of porous materials. modifications of delany-bazley models. *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*, volume 11, numéro 1, p. 19–24.
- [35] Moteur à deux temps (s. d.). *Moteur à deux temps avec un pot de détente accordé*. https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_%C3%A0_deux_temps (page consultée le 27 avril 2016).
- [36] N.Atalla et R.Panneton (2012). Workshop on noise control materials : Characterization and modeling. Part 1 and 2.
- [37] Nghiem, G., Wang, S. et Sas, R. (2014). Improvement of Engine Sound Radiation for the New Pass-By Noise Regulation Analysis of Powertrain Sound Radiation.
- [38] Patent, U. S. (2014). Automotive noise attenuating trim part. volume 8863897, p. 1–21.
- [39] Raymond, P. (2015). Cours d’acoustique fondamentale Chapitre 5, Université de Sherbrooke, Qc, Canada.
- [40] Regroupement Québécois Contre le Bruit RQCB (s. d.). *Dossier prioritaires, Moto-neiges*. <http://www.rqcb.ca/fr/motoneiges.php#navigation1> (page consultée le 27 avril 2016).
- [41] Rhazi, D. et Atalla, N. (2014). Acoustic and vibration response of a structure with added noise control treatment under various excitations. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 135, numéro 2, p. 693–704.
- [42] Road, H. (2015). SAFETY STANDARDS FOR SNOWMOBILE PRODUCT CERTIFICATION Detailed SSCC Standards and Testing Specifications and Procedures

- Sponsored by Snowmobile Safety and Certification Committee , Inc . volume 48840, numéro November.
- [43] Salissou, Y. et Panneton, R. (2007). Pressure/mass method to measure open porosity of porous solids. *Journal of applied physics*, volume 101, numéro 12, p. 124913.
 - [44] Salissou, Y., Panneton, R. et Doutres, O. (2012). Complement to standard method for measuring normal incidence sound transmission loss with three microphones. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 131, numéro 3, p. EL216–EL222.
 - [45] Schroeder, M. R. (1996). The schroeder frequency revisited. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 99, numéro 5, p. 3240–3241.
 - [46] Snowmobile Safety and Certification Committee SSCC (s. d.). *Safety Standards*. <http://www.snowmobilesafetycertification.org/> (page consultée le 27 avril 2016).
 - [47] Snowmobiling fact book (s. d.). *Snowmobiling statistics and facts*. <http://www.snowmobile.org> (page consultée le 27 avril 2015).
 - [48] Standard, A. (1990). Standard test method for impedance and absorption of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital frequency analysis system. *ASTM Standard E*, p. 1050–98.
 - [49] Standard, B. *et al.* (2001). Acoustics-determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes-part 2 : Transfer function method. *BS EN ISO*, p. 10534–2.
 - [50] Standards, A. (2011). Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method 1. *Annual Book of ASTM Standards*, volume i, p. 1–14.
 - [51] Thomasson, S.-I. (1980). On the absorption coefficient. *Acta Acustica united with Acustica*, volume 44, numéro 4, p. 265–273.
 - [52] Zent, A. et Long, J. T. (2007). Automotive Sound Absorbing Material Survey Results. *SAE International*, , numéro 2007-01-2186.

